



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

AKUMULACE ENERGIE V TLAKOVÉM VZDUCHU

ACCUMULATION OF ENERGY IN COMPRESSED AIR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Rešiliáno

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Tomáš Rešiliáno**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.**
Akademický rok: 2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Akumulace energie v tlakovém vzduchu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřena na možnosti akumulace elektřiny se zaměřením na využití akumulace v tlakovém vzduchu. Proveden bude rozbor dohledatelných fungujících systémů akumulace v tlakovém vzduchu. Rozebrána budou možná schémata systémů, tzn. užití expanzní turbíny, spalovací turbíny, přehřev před expanzí, atd. Pro konkrétní zadání bude realizován projekční návrh akumulčního systému včetně technicko-ekonomického vyhodnocení.

Cíle diplomové práce:

1. Zpracujete přehled o možnostech a realizovaných aplikacích akumulace elektřiny do tlakového vzduchu.
2. Provedte rozbor různých schémat zapojení se zahrnutím akumulace v tlakovém vzduchu.
3. Pro konkrétní zadání realizujte projekční návrh akumulčního systému včetně technicko-ekonomického vyhodnocení.

Seznam literatury:

Lutcha J.: Wind Farm Turbines, Compressed Air Energy Storage of Cavern type combined with modified Gas Turbine Power Generator

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Práce se zabývá principem a problematikou provozu akumulčních elektráren, označovaných zkratkou CAES (Compressed Air Energy Storage). Jsou uvedeny a popsány příklady již existujících i připravovaných elektráren typu CAES z komerční sféry. V práci je zahrnut přehled základních schémat zapojení elektráren CAES a pomocí zjednodušeného výpočtu je provedeno porovnání účinnosti těchto vybraných schémat. V poslední části práce je navrženo a počítáno schéma tzv. adiabatického CAES. Pro tento typ zařízení bylo navrženo vhodné zapojení a byl proveden termodynamický výpočet cyklu za účelem jeho zhodnocení.

ABSTRACT

The thesis deals with the principle and issues associated with operation of the storage power stations, known under the acronym CAES (Compressed Air Energy Storage). Examples of existing and upcoming CAES power stations from commercial sphere are listed and described there. The paper also includes an overview of basic CAES station wiring diagrams and a simplified calculation is performed to compare the efficiency of the chosen diagrams. In the final part of the thesis there is a scheme of so-called adiabatic CAES designed and calculated. For this type of device has been designed suitable wiring and a thermodynamic calculation of the cycle was performed for the purpose of evaluation.

KLÍČOVÁ SLOVA

CAES, akumulace, cyklus, komprese, expanze, regenerace, vzduch, kaverna

KEY WORDS

CAES, accumulation, cycle, compression, expansion, regeneration, air, cavern

Bibliografická citace

REŠILIÁNO, T. *Akumulace energie v tlakovém vzduchu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 75 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, vypracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Pospíšila, Ph.D. a s použitím literatury a pramenů uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

V Brně dne 27. května 2016

.....

Tomáš Rešiliáno

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D. za velmi vstřícný přístup během vypracování této práce.

Obsah

ÚVOD	11
1. CAES (COMPRESSED AIR ENERGY STORAGE).....	12
1.1 ZÁSOBNÍK VZDUCHU	12
1.1.1 Rozdělení podle typu podloží.....	12
1.2 OBĚH SE SPALOVACÍ TURBÍNOU.....	14
1.2.1 Konvenční CAES.....	14
1.2.2 CAES druhé generace.....	15
1.3 OBĚH S EXPAZNÍ TURBÍNOU BEZ SPALOVÁNÍ PALIVA	17
2 PŘÍKLADY EXISTUJÍCÍCH A VYBRANÝCH PLÁNOVANÝCH CAES.....	19
2.1 HUNTORF (NĚMECKO)	19
2.2 MCINOTSH (USA)	21
2.3 NORTON (USA)	22
2.4 ADELE (NĚMECKO).....	23
3 POROVNÁNÍ VYBRANÝCH OBĚHŮ Z HLEDISKA ÚČINNOSTI	24
3.1 VYBRANÉ OBĚHY A VÝPOČET	24
3.1.1 Konvenční CAES bez regenerace tepla ze spalin.....	24
3.1.2 Konvenční CAES s regenerací tepla ze spalin.....	31
3.1.3 Pokročilý CAES s plynovou turbínou, regenerací tepla spalin a expandérem	37
3.1.4 Adiabatický CAES.....	42
3.2 POROVNÁNÍ VYBRANÝCH OBĚHŮ.....	48
4 NÁVRH ADIABATICKÉHO CAES	50
4.1 NAVRŽENÍ SCHÉMATU ZAPOJENÍ.....	51
4.2 VÝPOČET PARAMETRŮ V JEDNOTLIVÝCH BODECH OBĚHU	52
4.2.1 První stupeň kompresoru (K1), body 1, 2.....	52
4.2.2 Oběh pro akumulaci tepla – zvolení teplot oleje.....	53
4.2.3 Druhý stupeň kompresoru (K2) a kaverna, body 3, 4, 5, 6, 7.....	55
4.2.4 Expanzní část oběhu (VT, NT, výměníky 3 a 4), body 8, 9, 10, 11.....	58
4.3 ROZBOR	60
4.4 OBJEM KAVERNY	62
4.4.1 Konstantní hmotnostní tok vzduchu expandérem.....	63
4.4.2 Konstantní výkon expandéru 10 MW.....	64
4.5 OBJEM OLEJE V OKRUHU.....	67
4.5.1 Konstantní hmotnostní tok vzduchu expandérem.....	67
4.5.2 Konstantní výkon expandéru 10 MW.....	69
ZÁVĚR.....	71
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	72
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	74

ÚVOD

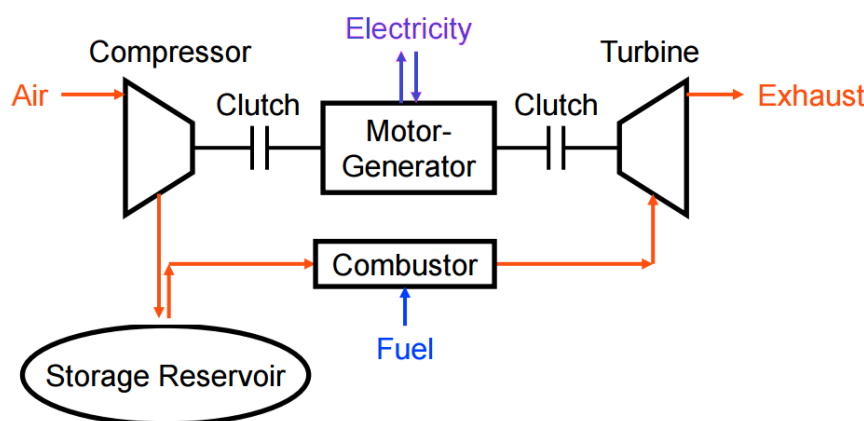
V dnešní době, kdy se v energetickém mixu mnoha moderních zemí objevuje stále větší podíl obnovitelných zdrojů elektrické energie, roste strmě potřeba těchto zemí, zavádět do elektrizační soustavy prvky, které jsou schopny kompenzovat nestálost dodávek elektřiny a především jsou schopny přebytky elektrické energie z těchto zdrojů akumulovat a využít ve vhodnou chvíli energetické poptávky.

Technologií jak akumulovat elektrickou energii existuje hned několik, ale pokud bude řeč o velkých výkonech v řádech desítek až stovek megawatt, dodávkách či odběrech elektřiny ze sítě v řádu hodin a akumulaci energie na řádově dny případně týdny, tak jsou tyto požadavky v současné době ve větším měřítku schopny splnit víceméně jen přečerpávací vodní elektrárny. Velkým problémem přečerpávacích vodních elektráren však je, že ve většině zemí byly vyčerpány možnosti stavět další nádrže z hlediska lokalit.

Jako zajímavá alternativa k přečerpávacím vodním elektrárnám se nabízí systémy pro akumulaci elektrické energie do stlačeného vzduchu. Tyto systémy jsou schopny se srovnávat s přečerpávacími elektrárnami ať už co se týče výkonu, tak i času po který jsou schopny tento výkon dodávat. Na rozdíl od mnohých jiných systémů akumulace elektrické energie, které se momentálně nacházejí spíše ve fázi výzkumu, jako například vodíkový cyklus aj., je akumulace energie do stlačeného vzduchu relativně dobře prozkoumaná a již ve druhé polovině minulého století byly realizovány první komerční elektrárny založené na tomto principu. Současné elektrárny pro akumulaci energie ve stlačeném vzduchu sice zaostávají v účinnosti za přečerpávacími, ale existují možnosti a nápady, jak tento nedostatek částečně kompenzovat. Existují dokonce i návrhy a projekty pro vzduchové akumulační elektrárny, které by se účinností mohly téměř vyrovnat elektrárnám přečerpávacím.

1. CAES (COMPRESSED AIR ENERGY STORAGE)

Technologie ukládání energie do stlačeného vzduchu označovaná zkratkou CAES je jedna z metod, jak ukládat elektrickou energii v době jejího výrobního přebytku a následně ji zpětně vracet do elektrizační soustavy v době poptávky. V obecném měřítku technologie CAES funguje tak, že elektrická energie ze sítě je spotřebovávána na provoz kompresoru, který stlačuje atmosférický vzduch do zásobníků zpravidla geologického původu a v momentě kdy je potřeba vyrábět elektrickou energii, tak se tento stlačený vzduch použije v kombinaci se spalovací turbínou (obr. 1) nebo pro pohon expanzní turbíny bez procesu spalování, kdy v obou případech dochází k pohonu generátoru a výrobě elektrické energie.



Obr. 1 Zjednodušené schéma principu technologie CAES [1]

Systémy CAES jsou spolu s přečerpávacími elektrárnami jedny z mála systémů, které dokážou uskladnit natolik velké množství energie, aby byly schopny dodávat elektrický výkon po dobu několika hodin či desítek hodin v řádech stovek megawatt [2].

1.1 Zásobník vzduchu

Aby byly systémy CAES v praxi efektivní tzn. mohly podávat výkony v řádech desítek až stovek megawatt po dobu několika hodin či desítek hodin, je zcela nezbytné zajistit jim dostatečně objemný zásobník pro stlačený vzduch. Na tento zásobník jsou pak kladeny poměrně velké nároky jak na jeho objem, tak i na jeho těsnost, pevnost či stabilitu. Tlak dosahuje řádově jednotek MPa. Jako řešení se ukázalo využívat geologických útvarů, jako jsou např. vytěžená solná ložiska či bývalé doly v kamenném podkladu, případně alternativa je budování podvodních nafukovacích zásobníků.

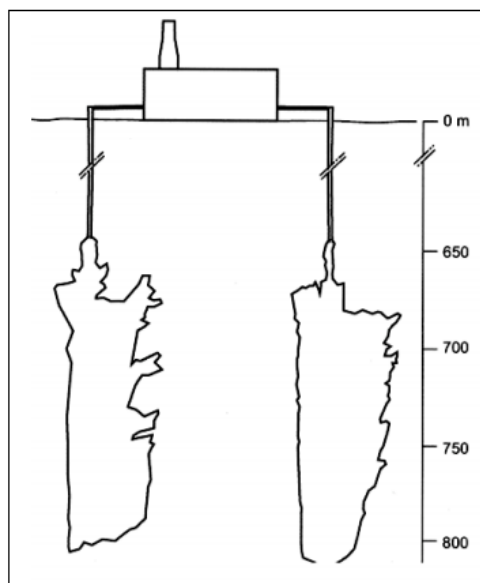
1.1.1 Rozdělení podle typu podloží

Kaverna v solném podloží

Toto řešení již bylo několikrát vyzkoušeno v praxi a ukázalo se, že solné kaverny jsou vhodné pro aplikace CAES. Torba takové kaverny probíhá tím způsobem, že se vytipované

podloží napustí vodou, soli se nechají rozpustit a následně se směs odčerpá, kdy po odčerpání vzniká prostor pro uložení vzduchu.

Investiční náklady na odtěžení soli jsou výhodné a to cca \$2/kWh uloženého vzduchu, avšak jen za předpokladu, že je na místě dostatečný přísun vody a odčerpaná směs se dá snadno a levně ekologicky zpracovat. Další přínosem tohoto typu kaverny je, že dutina má vysoký úzký tvar, čímž vzniká malá plocha horní klenby a malé riziko jejího zborcení (obr. 2) [2].



Obr. 2 Příklad tvaru a rozměrů kaveren v solném podloží patřících k zařízení CAES ve městě Huntorf v Německu [2]

Kaverna v kamenném podloží

Logika je podobná jako u solného podloží, avšak ukazuje se, že vytvořit kavernu pomocí odtěžení materiálu je velmi neperspektivní a cena takovéto metody vychází cca \$30/kWh uloženého vzduchu. Jako reálnější se jeví použití např. bývalých dolů, ale i tak náklady vycházejí stále vysoko a to na \$10/kWh uloženého vzduchu. Vzhledem k daleko větší výhodnosti jiných podloží se momentálně neuvažuje nad využíváním kaveren ve skalnatém podloží [2].

Kaverna v porézní skále

Toto řešení již bylo testováno v Itálii a ukazuje se pro CAES jako velmi vhodné. Metoda využívá porézního skalnatého podloží nasáknutého vodou tzv. akvifer a ukazuje se, že cena u této metody se může pohybovat až okolo \$0,11/kWh uloženého vzduchu. Tato metoda se tak zdá pro dnešní aplikace CAES jako velmi výhodná [2].

Podvodní zásobníky

Tento typ zásobníku a s ním související zařízení CAES je momentálně ve výstavbě v Kanadě u jezera Ontario. Princip spočívá v tom, že na dně jezera se nachází velké množství vaků připevněných ke dnu jezera a do těchto vaků se čerpá vzduch z kompresoru.

Jistá výhoda této metody uložení vzduchu je, že vzduch ve vacích si díky vodnímu sloupci udržuje stálý tlak bez ohledu na jeho objem. Na druhou stranu není možno do vaků načerpat vzduch o větším tlaku, než vytváří vodní sloupec.

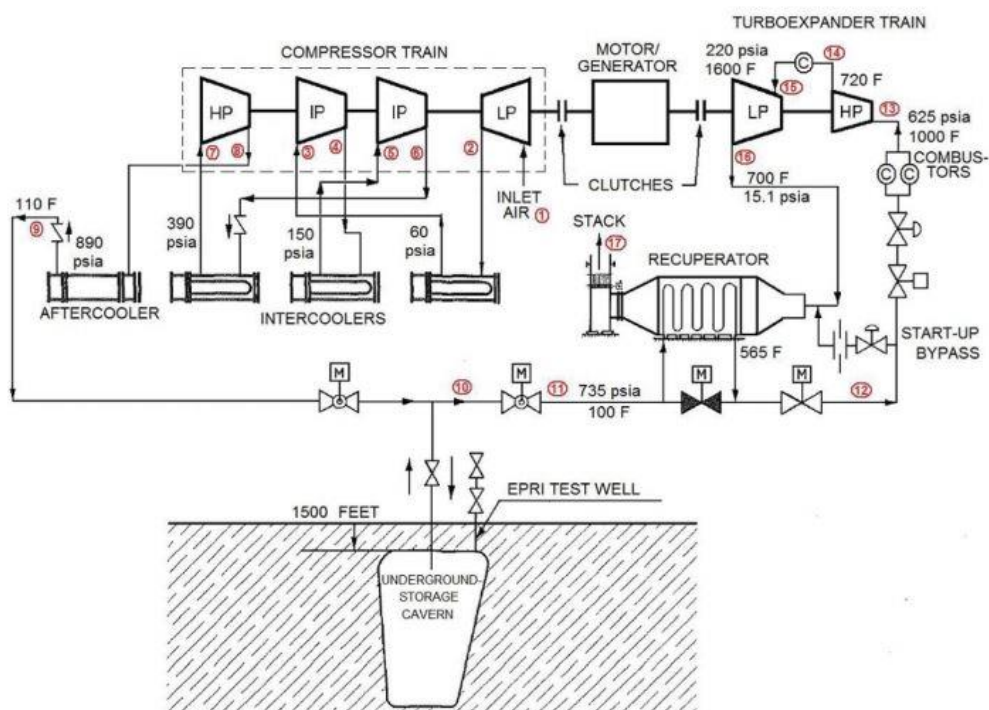
1.2 Oběh se spalovací turbínou

Aby byla zajištěna rozumná účinnost celého oběhu, je zapotřebí vyřešit několik problémů. Tím prvním je fakt, že při kompresi vzduchu dochází k jeho velkému zahřátí řádově na stovky stupňů celsia. Pokud se rozhodneme toto teplo nevyužít a zmařit v mezichladičích při kompresi, dojde k tomu, že do expanzního prvku vpouštíme vzduch o relativně nízké teplotě a pokud tento vzduch necháme expandovat, jeho teplota klesne na velmi nízké hodnoty, což zapříčiní snížení účinnosti a celý oběh tak bude neefektivní díky ztrátě vychlazením zahřátého vzduchu během komprese.

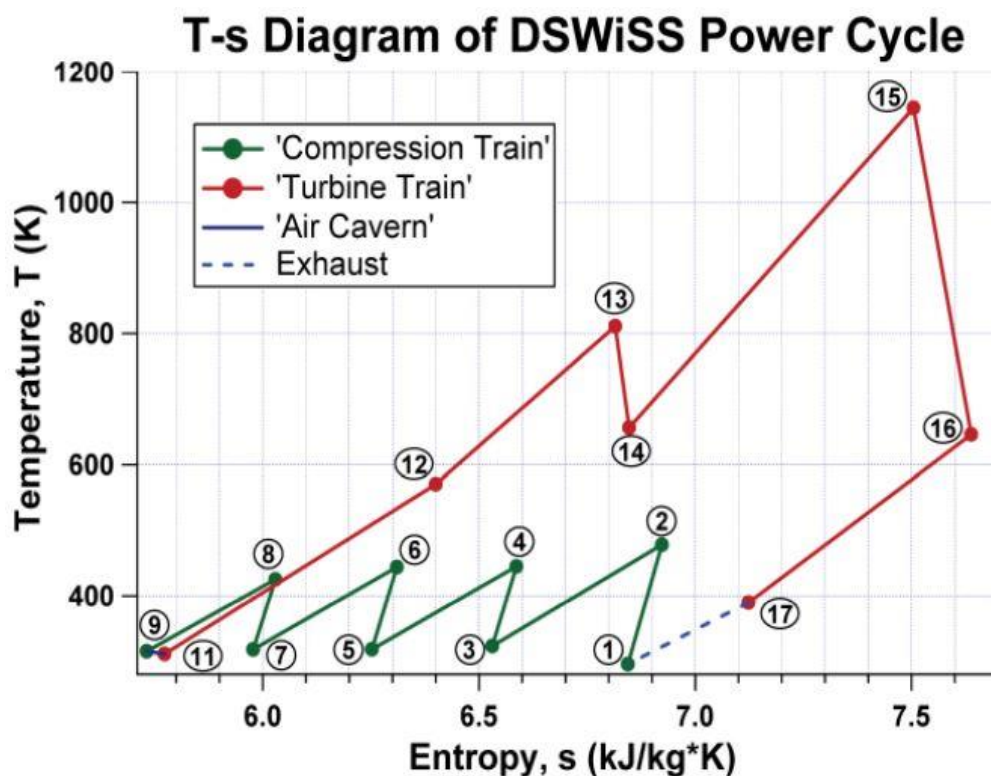
Řešení tohoto problému se nachází v použití spalovací turbíny a rekuperátoru, kdy jsou horké výstupní spaliny použity na přehřátí vzduchu před expanzí. Takto je zajištěno, že při expanzi nedochází k poklesu teploty na velmi nízké teploty a účinnost celého oběhu se díky využití odpadního tepla turbíny zlepšuje.

1.2.1 Konvenční CAES

Je důležité říci, že existuje více druhů oběhů pro zařízení CAES se spalovací turbínou. V nejjednodušším případě používáme oběh, kdy v době přebytku elektrické energie stlačují kompresory vzduch do zásobníku. Z tohoto zásobníku je pak v době nedostatku energie vzduch vháněn do rekuperátoru, kde se odpadním teplem spalovací turbíny přehřeje a následně je vháněn do spalovací komory, odkud horké spaliny pokračují do turbíny (obr. 3,4). Turbína nemá vlastní kompresor a využívá pouze vzduch dodaný ze zásobníku. Takto zapojený oběh je tím nejjednodušším systémem CAES se spalovací turbínou a regenerací tepla. S tím je spojeno, že není tolik nákladný jako jiné podobné systémy CAES, avšak dosahuje menší účinnosti akumulace a to okolo 40 až 50 % [3], [2].



Obr. 3 Schéma zapojení bloku CAES se spalovací turbínou bez vlastního kompresoru a s regenerací tepla [1]

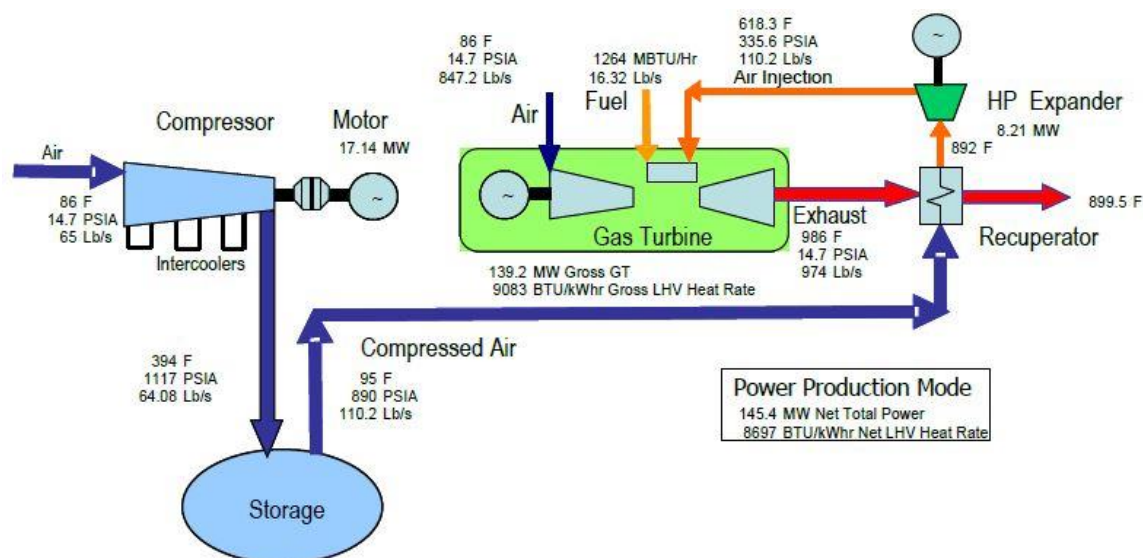


Obr. 4 T-s diagram zapojení CAES pro schéma v obr. 3 [1]

1.2.2 CAES druhé generace

Advance 2nd Generation CAES with Air Expander and Air Injection

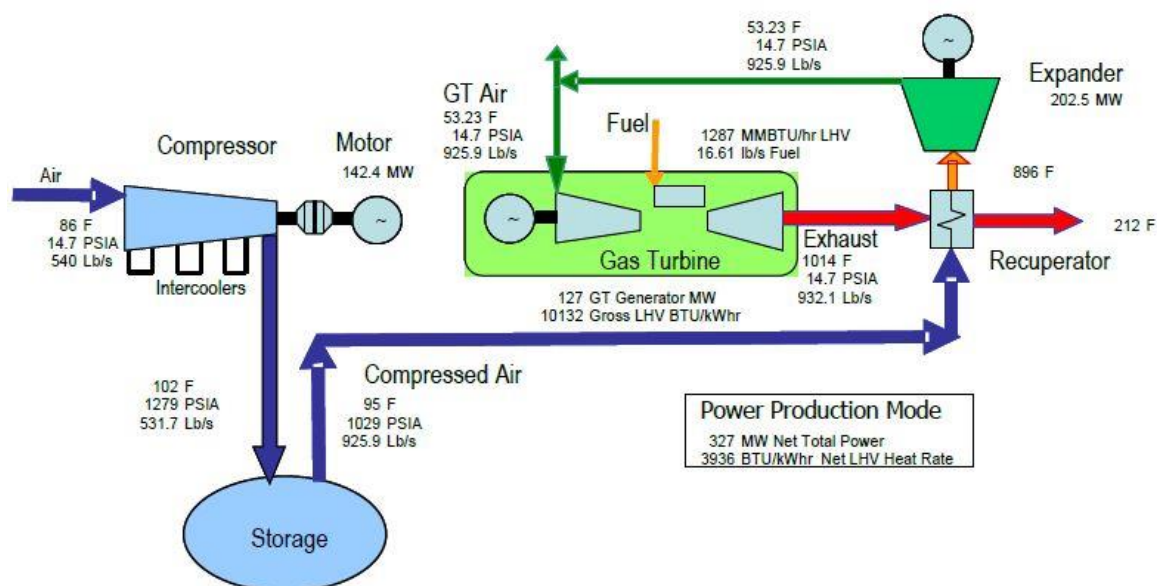
Modernější variantou oběhu kdy používáme spalovací turbínu, je tzv. CAES druhé generace s injektáží vzduchu z expandéru. V tomto oběhu je použita standartní spalovací turbína s vlastním kompresorem a technologií AI (Air injection), (obr. 5). Stlačený a spalinami přehřátý vzduch ze zásobníku vháníme do vysokotlakého expandéru, který zpracuje část energie. Na výstupu z vysokotlakého expandéru dostáváme vzduch o tlaku vhodném pro injektáž do spalovací komory standartní spalovací turbíny s vlastním kompresorem. Ve spalovací komoře turbíny se pak injektovaný vzduch mísí se směsí paliva a vzduchu přivedeného z kompresoru turbíny. Tento proces se nazývá air injection a pomáhá významně snížit spotřebu paliva v oběhu (přibližně o 60%). Výhodou tohoto oběhu je možnost dobré odezvy na požadavky elektrické sítě a je také vhodný pro použití v inteligentních sítích tzv. smart grids. Této variability je dosaženo použitím více kompresorů a expandérů o různých parametrech [3], [4].



Obr. 5 Příklad Advance Second Generation CAES with Air Expander and Air Injection [4]

Advance 2nd Generation CAES with Air Expander and Inlet Chilling

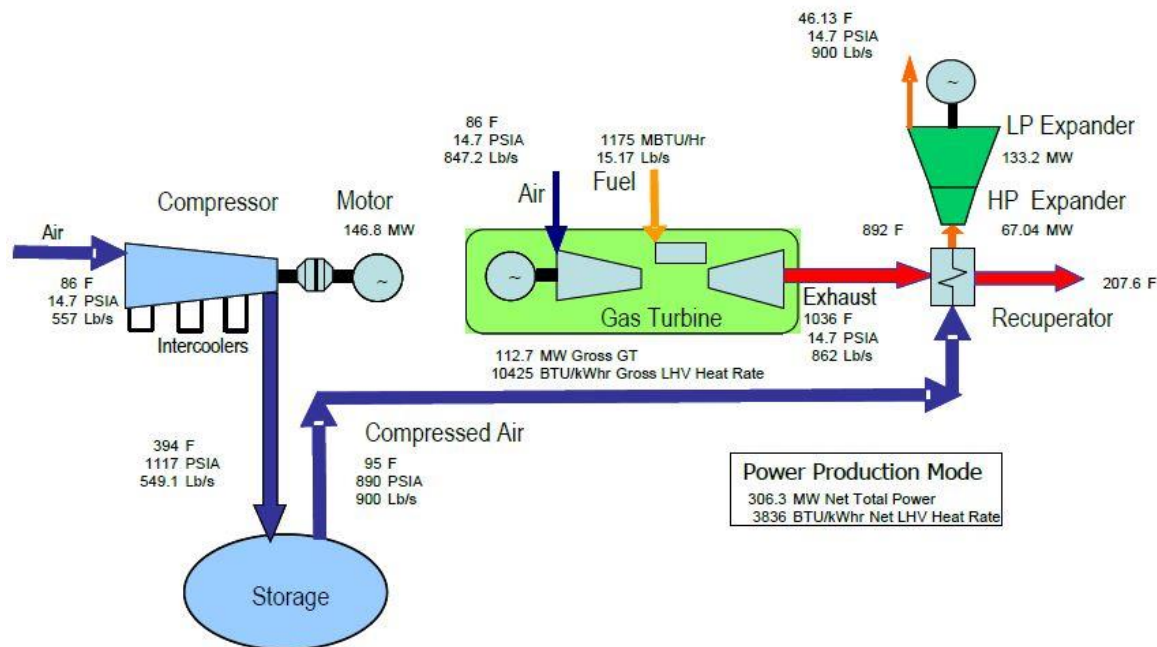
Podobný jako předešlý příklad jak použitými prvky, tak i využitím je oběh s tzv. přívodem chlazení (obr. 6). Rozdíl oproti předešlému příkladu je, že zde není použita metoda AI. Vzduch ze zásobníku se přehřívá spaliny a přehřátý jde do expandéru, odtud je pak po expanzi chladný přiváděn do vstupu kompresoru standardní spalovací turbíny. Expandér musí být dimenzovaný tak, aby množství vzduchu na jeho výstupu odpovídalo množství vzduchu na vstupu spalovací turbíny. Tím, že je do kompresoru turbíny vháněn chladnější vzduch než okolí, dojde ke zvýšení účinnosti spalovací turbíny. Toto řešení je dobře modifikovatelné a lze ho relativně snadno optimalizovat pro konkrétní použití ať už v inteligentních sítích nebo v kooperaci s obnovitelnými zdroji [3], [4].



Obr. 6 Příklad Advance 2nd Generation CAES with Air Expander and Inlet Chilling [4]

Advance 2nd Generation CAES with Air Expander

V tomto oběhu se expandér nijak nekombinuje s turbínou. Samotný oběh funguje tak, že stlačený vzduch ze zásobníku se přehřeje odpadním teplem spalin turbíny a přehřátý pak expanduje v expanzní turbíně přímo do atmosférického tlaku (obr. 7) [4].

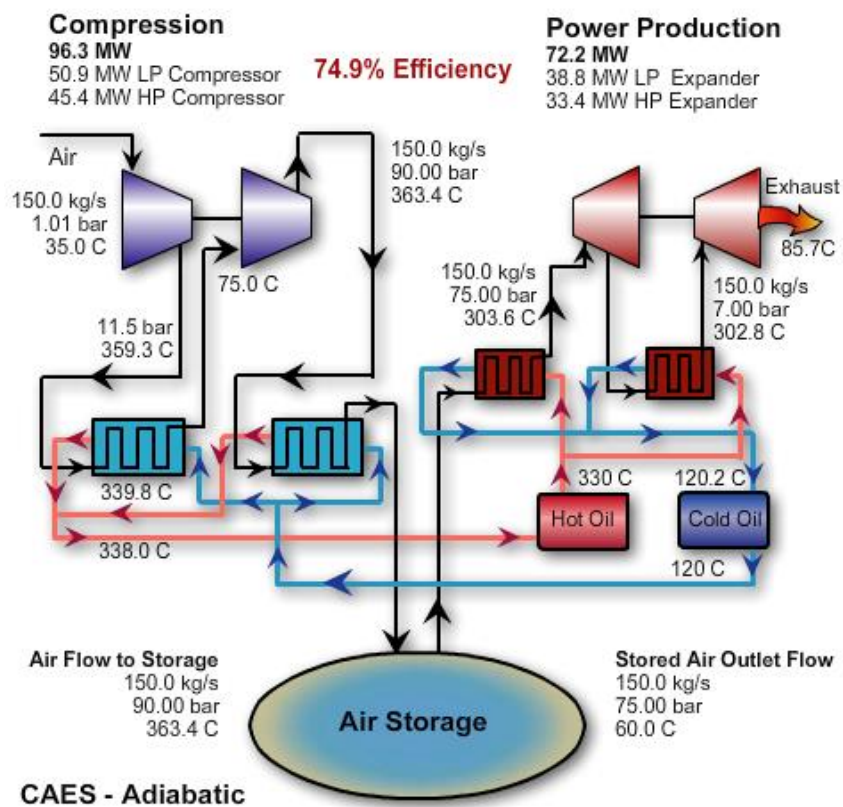


Obr. 7 Příklad Advance 2nd Generation CAES with Air Expander [4]

1.3 Oběh s expanzní turbínou bez spalování paliva

Jak už bylo řečeno, pokud se nepoužije turbína se spalovací komorou a přehřevem expandujícího vzduchu, přijdeme o téměř veškerou energii ztracenou vychlazením vzduchu při kompresi a bez spalovací turbíny ji nemáme čím nahradit. Tento problém se dá vyřešit tím, že teplo odebrané během komprese vzduchu se uskladní do zásobníků s médiem pro to určeným. Během expanze pak toto uskladněné teplo využijeme pro přehřev vzduchu a ten expanduje v expanzní turbíně. Tento oběh se nazývá adiabatický tzv. CAES – Adiabatic (obr. 8). V zásobnících se jako médium dá mimo jiné použít olej případně roztavené soli pro vysoké teploty, záleží na míře zahřátí vzduchu během komprese.

Nevýhodou tohoto systému oproti systému se spalováním je nutnost postavit velké zásobníky na teplo vzniklé během komprese. Díky zásobníkům citelně vzrůstá investice. Nespornými výhodami je pak dosažení účinnosti akumulace elektrické energie více než 70% (zatím jen teoreticky) [3], absence palivového hospodářství apod. V současné i budoucí době bude též nespornou a velkou výhodou na první pohled vysoká ekologičnost díky absenci spalování fosilních paliv.



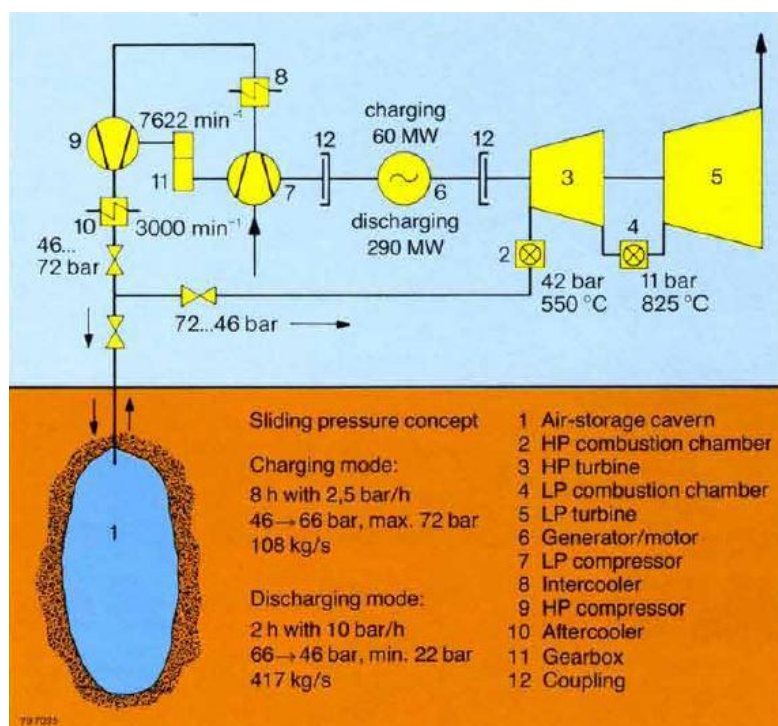
Obr. 8 Příklad oběhu CAES s využitím tepla vznikajícího při kompresi vzduchu [3]

2 PŘÍKLADY EXISTUJÍCÍCH A VYBRANÝCH PLÁNOVANÝCH CAES

Technologie CAES se spalovací turbínou v různých podobách už byla ve světě úspěšně realizována buď v malém měřítku a to jak v Evropě, tak i v USA na konci dvacátého století. Technologie CAES bez spalování paliva (CAES – Adiabatic) stále ještě čeká na svou realizaci. V současné době je minimálně jedno takové zařízení tohoto typu ve fázi projektu firmy RWE.

2.1 Huntorf (Německo)

Huntorf je vůbec první CAES zařízení na světě, které bylo fyzicky realizováno a to na konci 70. let 20. století v Německu. Jedná se o nejjednodušší variantu zařízení CAES, tzn. kombinace kompresorů s mezichladiči, zásobníků na stlačený vzduch a spalovací turbíny bez rekuperátoru (obr. 9, Tab. 1) [5]. Díky tomuto zapojení dosahuje zařízení nižší účinnosti oproti modernějším konstrukcím.



Obr. 9 Schéma CAES elektrárny Huntorf [5]

Zásobníky stlačeného vzduchu

Dostatečně velkou zásobu stlačeného vzduchu obstarávají dvě podzemní kaverny vytvořené v solném podloží. Tyto kaverny se nacházejí 650 až 800 metrů pod povrchem a jejich celkový objem je cca 300 000 m³. Maximální dovolený tlak vzduchu v kavernách je 7,2 MPa. Pracovní tlak v zásobníku se během provozu běžně pohybuje mezi 4,6 MPa až 6,6 MPa, kdy vzduch vypouštěný do turbíny je redukován na tlak 4,2 MPa. Jedná se o typ zásobníku s proměnnou hodnotou tlaku během plnění nebo vypouštění média ze zásobníku [5].

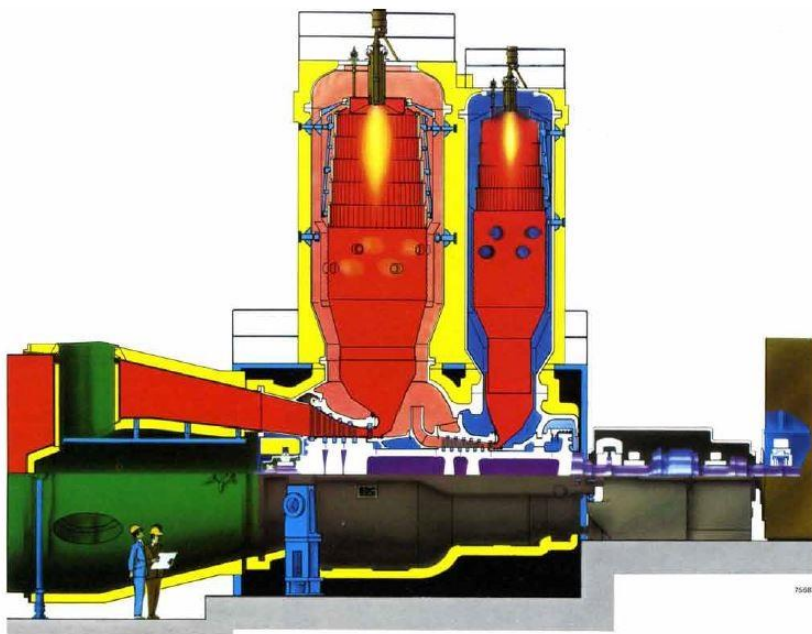
Kompresorová část zařízení

Vzduch je do zásobníku vháněn soustavou dvou kompresorů, kde nízkotlakou část zajišťuje axiální kompresor a vysokotlakou část radiální kompresor. Hřídele obou kompresorů jsou

spojeny přes převodovou skříň a celá soustava je poháněna motorem/generátorem. Výkon celé kompresorové soustavy dosahuje maximální hodnoty 60 MW a při tomto výkonu se tlak v zásobníku zvyšuje rychlostí $0,25 \text{ MPa} \cdot \text{h}^{-1}$. Maximální doba plnění (tedy odběru energie ze sítě) může dosáhnout až 8 hodin. Součástí kompresorového celku jsou také mezichladiče. Teplota vzduchu, který vstupuje po kompresi do zásobníku, je cca 50°C , což odpovídá přibližné teplotě stěn zásobníku. Najíždění kompresoru na plný výkon trvá 6 min a provádí se pomocí spalovací turbíny, která roztočí celé soustrojí na synchronní otáčky, dojde k přifázování alternátoru a ten následně funguje jako motor, turbína je posléze odpojena a soustrojí funguje čistě jako kompresor [5].

Spalovací turbína

Výrobní část zařízení (obr. 10) je tvořena spalovací turbínou skládající se z NT dílu (tlak vzduchu na vstupu $1,1 \text{ MPa}$) a VT dílu (tlak vzduchu na vstupu $4,2 \text{ MPa}$). Každý z obou dílů pak má svou vlastní spalovací komoru, která je umístěna mimo soustrojí. Jako palivo je používán zemní plyn, který je do spalovacích komor vháněn pod tlakem 5 MPa pro VT díl a $1,5 \text{ MPa}$ pro NT díl. V případě potřeby je možno použít jako palivo vhodný topný olej. Maximální výkon celého soustrojí dosahuje 290 MW a při plné kapacitě vzduchu v zásobníku je soustrojí schopno pracovat při maximálním výkonu až 2 hodiny. Spalovací turbína nedisponuje rekuperací tepla ze spalin ani předehřevem vzduchu před vstupem do turbíny [5].



Obr. 10 Grafické znázornění turbínové části CAES Huntorf [5]

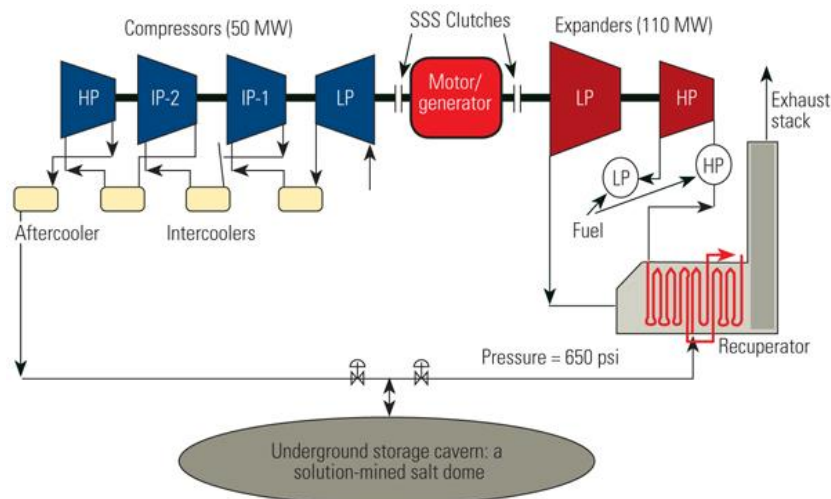
Plného výkonu spalovací turbína ze studeného stavu za normálních okolností dosahuje během 11 minut. V případě nouzového startu ze studena na plný výkon se tento čas zkracuje na 6 minut. K synchronizaci otáček generátoru a frekvence sítě dochází už po 2 minutách. Turbosoustrojí nedisponuje startovacím motorem. Ke startu je použito stlačeného vzduchu ze zásobníku [5].

Tab. 1 Shrnutí základních parametrů zařízení CAES v Huntorfu [5]

Spalovací turbína	
Maximální výkon	290 MW
Pracovní otáčky	3000 min ⁻¹
Hmotnostní průtok vzduchu	417 kg · s ⁻¹
Parametry na vstupu	4,2 Mpa/550°C
Parametry na výstupu	1,1 Mpa/825°C
Energetická bilance	5800 kJ · kWh ⁻¹
Palivo	zemní plyn
Kompresor	
Počet kompresorů	2
Maximální výkon	60 MW
Typ NT kompresoru	axiální
Pracovní otáčky NT kompresoru	3000 min ⁻¹
Typ VT kompresoru	radiální (odstředivý)
Pracovní otáčky VT kompresoru	7622 min ⁻¹
Parametry na vstupu	101,3 kPa/10°C
Hmotnostní průtok vzduchu	108 kg·s ⁻¹
Parametry na výstupu	4,6 až 7,2 Mpa/50°C
Počet mezichladičů	3
Počet chladičů za kompresorem	1
Zásobník vzduchu	
Typ zásobníku	s nekonstantním tlakem
Objem	2 x 150 000 m ³
Max. tlakový spád	1 MPa·h ⁻¹

2.2 McIntosh (USA)

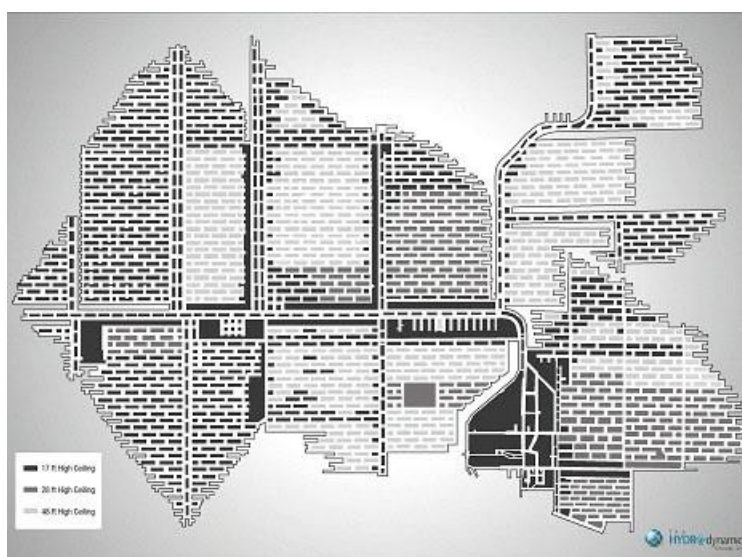
Zařízení bylo uvedeno do provozu na začátku 90. let 20. století v Alabamě. Jedná se v pořadí o druhé zařízení CAES (první v USA), které bylo komerčně realizováno. Zařízení je založeno na principu konvenčního CAES zařízení, tzn. v oběhu se využívá tepla ze spalín turbíny pro přehřev vzduchu ze zásobníku vstupujícího do spalovací komory (obr. 11). Maximální výkon zařízení v kompresním režimu je 50 MW. Vzduch se stlačuje do podzemní solné kaverny o objemu cca 560 000 m³. Tlak v kaverně se pohybuje v rozmezí 4,5 až 7,5 MPa. V generátorovém režimu dodává spalovací turbína max. výkon 110 MW po dobu až 26 hodin. Jako palivo se běžně používá zemní plyn, ale dá se použít i topný olej. Elektrárna McIntosh je v mnoha aspektech podobná elektrárně v Huntorfu (podobné tlaky, teploty). Zásadní rozdíl oproti Huntorfu je, že v oběhu se používá regenerace tepla ze spalín, díky čemuž je snížena spotřeba paliva spalovací turbíny při plném výkonu až o 22 % [2], [6].



Obr. 11 Schéma zapojení CAES zařízení McIntosh [6]

2.3 Norton (USA)

Projekt zařízení Norton započal na začátku 21. století, avšak díky nepříznivé ekonomické situaci na trhu s energiemi byl na konci roku 2012 pozastaven. Jedná se o konvenční zařízení CAES, čili schéma oběhu je podobné, jako např. u elektrárny McIntosh. Zásadním rozdílem, oproti dvěma současným a jediným existujícím komerčním zařízením CAES mělo být to, že Norton měl využívat jako zásobník vzduchu bývalý vápencový důl (obr. 12). Ten se nachází přibližně 700 m pod zemským povrchem, rozkládá se na ploše cca 2 km² a má objem cca 9 570 000 m³, což je 17x více než má zásobník zařízení McIntosh a bezmála 32x více než u obou zásobníků zařízení Huntorf. Pracovník tlak vzduchu v zásobníku by se měl pohybovat v hodnotách cca 6,8 až 12,4 MPa. Studie provedené v rámci projektu prokázaly, že vápencový důl v Nortonu je velmi vhodný pro akumulaci stlačeného vzduchu ať už z hlediska stability, tak i z hlediska těsnosti, průsaku podzemních vod apod. U zařízení Norton bylo plánováno vystavět celkem 9 výrobních bloků o celkovém výkonu 9x300 MW (2700 MW). Na každý výrobní blok by pak měly připadnout dvě kompresorové turbosoustrojí, každé o výkonu 100 MW, čili celkem 1800 MW pro 9 bloků [7], [8], [9].



Obr. 12 Půdorys vápencového dolu v Nortonu [9]

2.4 ADELE (Německo)

Projekt jménem ADELE je oproti ostatním existujícím i rozpracovaným CAES projektům značně evoluční. Jedná se o první elektrárnu CAES, jež bude využívat tzv. adiabatický oběh, což znamená, že teplo uvolněné během komprese se uskladí do tepelných zásobníků a během expanze se zpětně využije pro ohřev vzduchu z kaverny vstupujícího do turbíny. Díky tomu odpadá nutnost přehřívání expandujícího vzduchu spalováním zemního plynu. Obrovskou výhodou této metody je značná účinnost akumulace, v případě ADELE se předpokládá cca 70 %. Pro srovnání účinnost akumulace CAES Huntorf cca 42 % a CAES McIntosh cca 54%. Fyzické práce na projektu ADELE započaly v roce 2013 [10], [11].

Přes všechny uvedené výhody jsou však s projektem spojena i rizika týkající se nových a v praxi neodzkoušených technologií, které se mohou ukázat jako problematické. Jedná se především o zásobník/výměník tepla a kompresorovou část zařízení.

Elektrický výkon expanzní turbíny je plánován 200 MW a doba výroby je navržena na 5 hodin. Jako částečně problematická se jeví kompresorová část, kde je díky absenci mezichladičů teplota vzduchu na výstupu z kompresoru více než 600°C a tlak okolo 10 MPa. Dále pak ještě provoz komplikuje značné cyklické zatížení. To vše klade vyšší technologické nároky na kompresor. Touto problematikou se zabývá firma GE (General Electric), která vyvíjí řešení kompresoru pro projekt ADELE. Akumulace tepla bude v případě ADELE probíhat do zásobníků válcového tvaru o výšce cca 40 m. Teplo by se mělo ukládat do kamenných či keramických bloků [11].

3 POROVNÁNÍ VYBRANÝCH OBĚHŮ Z HLEDISKA ÚČINNOSTI

V současné době jsou všechna realizovaná zařízení CAES konvenčního typu, čili zásobník vzduchu v kombinaci se spalovací turbínou a případnou regenerací tepla ze spalin turbíny. Tyto oběhy neobsahují žádné další prvky, které by vylepšovaly účinnost, především pak expandéry v případě konvenčních oběhů se spalovací turbínou. Existuje hned několik návrhů, různých firem, jak zvýšit účinnost současných oběhů a taky existují návrhy na zcela nový a v praxi ještě nerealizovaný tzv. adiabatický oběh, u kterého nedochází ke spalování paliva.

V této kapitole budou vybrány čtyři oběhy typu CAES (základní i pokročilé) a bude na základě zjednodušeného výpočtu porovnána účinnost těchto oběhů z hlediska akumulace elektrické energie.

3.1 Vybrané oběhy a výpočet

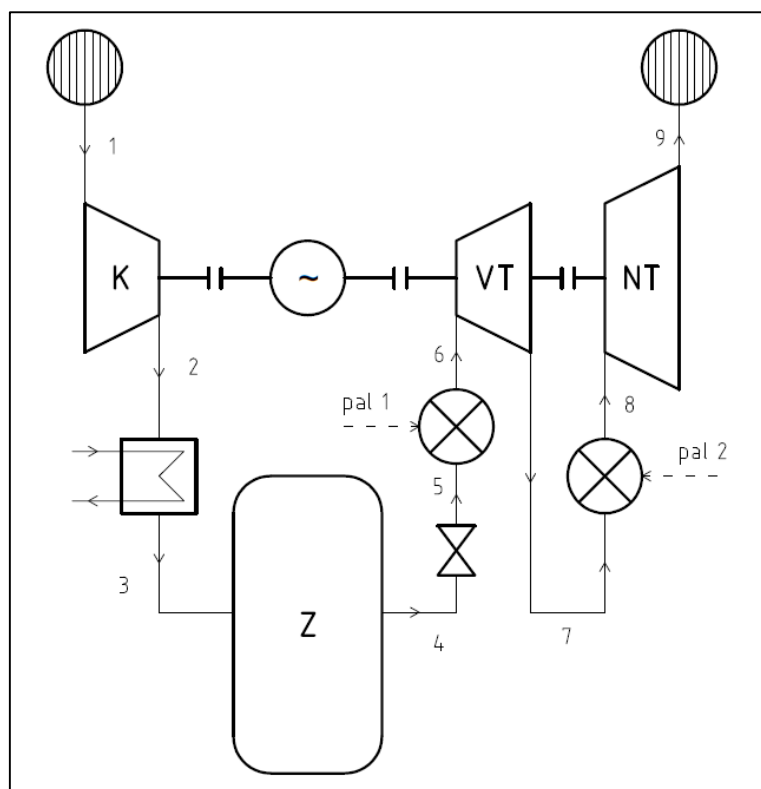
Pro porovnání byly vybrány dva konvenční oběhy se spalovací turbínou, s regenerací tepla spalin i bez, jeden pokročilý oběh se spalovací turbínou a expandérem a na závěr adiabatický oběh bez spalování paliva. Konvenční oběhy byly vybrány, protože byly již v praxi realizovány, jsou dobře odzkoušené, čili pro případného investora se jedná o sázku na jistotu a budou sloužit jako vhodné srovnání k pokročilejším oběhům. Co se týče pokročilých oběhů s expandéry, tak existuje mnoho konfigurací, jak expandér/expandéry do oběhu vložit. Z hlediska účinnosti by se pokročilé oběhy s expandéry neměly nějak dramaticky lišit a zásadní odlišnost bude v samotné realizaci konkrétní konfigurace (složitost, investiční náklady, dostupnost dílů apod.), proto bylo zvoleno jedno konkrétní zapojení ze skupiny pokročilých oběhů s expandérem. Jako čtvrtá konfigurace pro srovnání byl zvolen adiabatický oběh, který se od předešlých zásadně liší absencí spalování paliva a vyšší deklarovanou účinností.

Samotný výpočet účinnosti jednotlivých oběhů je značně zjednodušen, jelikož nejde o dosažení absolutních hodnot každého z oběhů, ale o jejich vzájemné srovnání.

3.1.1 Konvenční CAES bez regenerace tepla ze spalin

Počítaný oběh (obr. 13) byl odvozen od existujícího oběhu CAES Huntorf a je složen z kompresoru, který nasává atmosférický vzduch, ten je kompresí zahřát a následně vychlazen v chladiči. Dále vzduch pokračuje do zásobníku, ze kterého jde do první spalovací komory a následně do VT dílu turbíny. Po částečné expanzi a ochlazení vzduch vstupuje do druhé spalovací komory a do NT dílu turbíny. Regenerace spalin v tomto oběhu není zahrnuta.

Jak je vidět, tak kompresorová část je oproti praxi výrazně zjednodušena. V praxi by bylo použito více stupňů kompresoru s mezichladiči. Pro potřeby srovnávacího výpočtu se však lze spokojit s tímto zjednodušením.



Obr. 13 Konvenční CAES bez regenerace tepla spalin: K – kompresor, Z – zásobník stlačeného vzduchu, VT – vysokotlaký díl turbíny, NT – nízkotlaký díl turbíny, pal – přívod paliva do spalovacích komor 1 a 2, ~ - generátor/motor

Bod 1 (vstup do kompresoru)

Jedná se o vzduch nasávaný z atmosféry.

$$t_1 = 20^\circ\text{C} \text{ (zvoleno)}$$

$$p_1 = 0,1 \text{ MPa} \text{ (zvoleno)}$$

Měrná entalpie vzduchu bude určována k 0 K.

$$i_1 = c_p \cdot (T_1 - T_{0K}) = c_p \cdot (T_1 - 0) = c_p \cdot T_1 \quad (3-01)$$

$$c_p = 1,006 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \text{ (zvoleno)}$$

$$i_1 = 1,006 \cdot (293,15 - 0)$$

$$i_1 = 294,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Bod 2 (výstup z kompresoru, vstup do chladiče)

Kompresi je uvažována adiabatická beze ztrát, tudíž je možno použít vztah pro adiabatický děj ideálního plynu:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3-02)$$

Poissonova konstanta (k) pro vzduch:

$$k = 1,4$$

Tlak, který je volen za kompresorem, je střední hodnotou maximálního a minimálního uvažovaného tlaku v kaverně během provozu:

$$p_2 = \frac{p_{max} + p_{min}}{2} \quad (3-03)$$

$$p_{max} = 7,5 \text{ MPa (zvoleno)}$$

$$p_{min} = 4,5 \text{ MPa (zvoleno)}$$

$$p_2 = \frac{7,5 + 4,5}{2}$$

$$\mathbf{p_2 = 6 \text{ MPa}}$$

Z rovnice pro adiabatický děj ideálního plynu pak vyplývá:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 293,15 \cdot \left(\frac{6}{0,1}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \quad (3-04)$$

$$\mathbf{T_2 = 944,4 \text{ K} \rightarrow t_2 = 671,2^\circ\text{C}}$$

$$i_2 = c_p \cdot T_2 = 1,006 \cdot 944,4$$

$$\mathbf{i_2 = 950,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Bod 3 (výstup z chladiče, vstup do kaverny)

$$\mathbf{t_3 = 100^\circ\text{C (zvoleno)}}$$

$$\mathbf{p_3 = p_2 = 6 \text{ MPa}}$$

$$i_3 = c_p \cdot T_3 = 1,006 \cdot 393,15$$

$$\mathbf{i_3 = 395,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Bod 4 (výstup z kaverny)

$$\mathbf{p_4 = p_3 = 6 \text{ MPa}}$$

Zohledňují se ztráty v kaverně (η_z):

$$\eta_z = 0,8 \text{ (zvoleno)}$$

$$i_4 = i_3 \cdot \eta_z = 395,5 \cdot 0,8 \quad (3-05)$$

$$\mathbf{i_4 = 316,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Teplota v bodě 4 se spočítá ze vztahu pro entalpii (3.1).

$$i_4 = c_p \cdot T_4 \rightarrow T_4 = \frac{i_4}{c_p} = \frac{316,4}{1,006} \quad (3-06)$$

$$\mathbf{T_4 = 314,5 \text{ K} \rightarrow t_4 = 41,4^\circ\text{C}}$$

Bod 5 (vstup do spalovací komory 1)

$$p_5 = 4,5 \text{ MPa}$$

Mezi bodem 4 a 5 dochází k redukci tlaku pomocí škrcení. Vzhledem k tomu, že uvažujeme vzduch jako ideální plyn, tak můžeme napsat:

$$i_4 = i_5 = 316,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$t_4 = t_5 = 41,4^\circ\text{C}$$

Bod 6 (vstup do VT dílu)

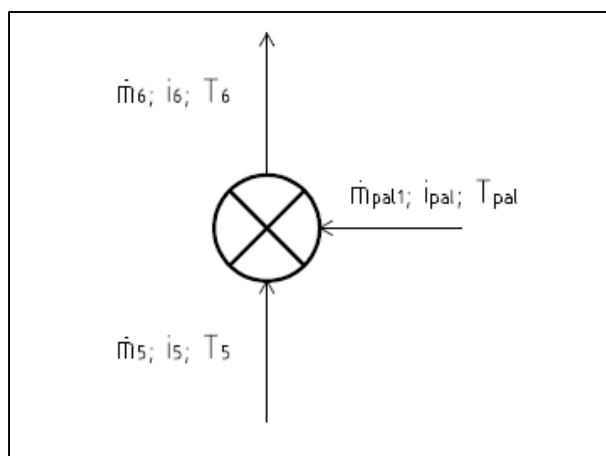
Mezi bodem 5 a 6 dochází k mísení paliva a vzduchu a k hoření. Na základě zvolené teploty pro vstup do VT dílu (odhad a volba na základě parametrů CAES Huntorf) se vypočítá spotřeba paliva na kg přiváděného vzduchu. Jako palivo je uvažován čistý metan. Výsledné parametry pro bod 6 se pak odvodí ze zákona zachování hmoty (obr. 14) a zákona zachování energie. Při výpočtu entalpie v bodě 6 uvažujeme c_p stejné jako u vzduchu. Díky obrovskému přebytku vzduchu můžeme obsah produktů spalování ve spalínách zanedbat. Produkty spalování tvoří ve spalínách cca 2% hm., zbytek je vzduch.

$$t_6 = 560^\circ\text{C} \text{ (zvoleno)}$$

$$p_6 = p_5 = 4,5 \text{ MPa}$$

$$i_6 = c_p \cdot T_6 = 1,006 \cdot 833,15$$

$$i_6 = 838,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$



Obr. 14 Vstupní a výstupní hmoty, teploty a entalpie spalovací komory 1

Fyzikální vlastnosti pro palivo (metan):

$$Q_{i,CH_4}^r = 50,74 \text{ MJ} \cdot \text{kg}_{CH_4}^{-1}$$

$$c_{p,CH_4} = 2,173 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$T_{pal} = 293,15 \text{ K}$$

$$i_{pal} = C_{p,CH_4} \cdot T_{pal} = 2,173 \cdot 293,15 = 637 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Ze zákona zachování hmoty platí:

$$\dot{m}_6 = \dot{M}_5 + \dot{m}_{pal1} \quad (3-07)$$

Ze zákona zachování energie platí:

$$\dot{m}_6 \cdot i_6 = \dot{M}_5 \cdot i_5 + \dot{m}_{pal1} \cdot i_{pal} + \dot{m}_{pal1} \cdot Q_{i,CH_4}^r \quad (3-08)$$

Na základě zákonů zachování hmoty (3-07) a energie (3-08) lze napsat:

$$\dot{m}_{pal1} = \dot{m}_6 - \dot{M}_5 \quad (3-09) \quad \dot{M}_5 = 1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \text{ (jednotkový průtok)}$$

$$\dot{m}_{pal1} = \dot{m}_6 - 1$$

$$\dot{m}_6 \cdot i_6 = i_5 + (\dot{m}_6 - 1) \cdot i_{pal} + (\dot{m}_6 - 1) \cdot Q_{i,CH_4}^r \quad (3-10)$$

$$\dot{m}_6 = \frac{i_5 - i_{pal} - Q_{i,CH_4}^r}{i_6 - i_{pal} - Q_{i,CH_4}^r} = \frac{316,4 - 637 - 50740}{838,1 - 637 - 50740} = 1,01 \text{ kg}_{spal} \cdot \text{kg}_{vzd}^{-1}$$

$$\dot{m}_{pal1} = \dot{m}_6 - 1 = 1,01 - 1 = 0,01 \text{ kg}_{pal} \cdot \text{kg}_{vzd}^{-1}$$

Bod 7 (vstup do spalovací komory 2)

Mezi bodem 6 a 7 se nachází VT díl turbíny, ve kterém expandují horké spaliny. Expanzi uvažujeme bez předání tepla do okolí a expandující plyn uvažujeme jako ideální. Díky tomu můžeme vypočítat hodnoty v bodě 7 pomocí vztahu pro adiabatický děj v ideálním plynu. Poissonovo číslo uvažujeme stejné jako u vzduchu, jelikož podíl produktů spalování je velmi malý. Tlak vzduchu mezi VT a NT dílem byl odhadnut na základě CAES Huntorf.

$$p_7 = 1,2 \text{ MPa (zvoleno)}$$

Adiabatická expanze:

$$\frac{T_7}{T_6} = \left(\frac{p_7}{p_6}\right)^{\frac{k-1}{k}} \rightarrow T_7 = T_6 \cdot \left(\frac{p_7}{p_6}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 833,15 \cdot \left(\frac{1,2}{4,5}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \quad (3-11)$$

$$T_7 = 571,1 \text{ K} \rightarrow t_7 = 298^\circ\text{C}$$

$$i_7 = c_p \cdot T_7 = 1,006 \cdot 571,1$$

$$i_7 = 574,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Bod 8 (vstup do NT dílu)

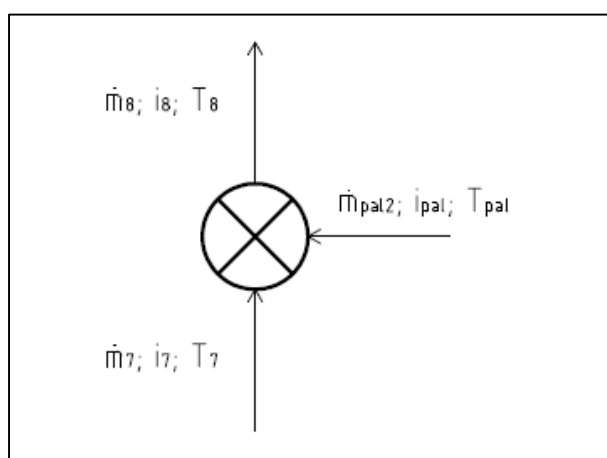
Mezi bodem 7 a 8 je opět umístěna spalovací komora (obr. 15). Výpočet hodnot v bodě sedm proběhne analogicky vzhledem k výpočtu v bodě 6. Volba teploty v bodě 8 je zvolena s ohledem na CAES v Huntorfu a na běžné teploty prvních stupňů moderních spalovacích turbín.

$$t_8 = 1100^\circ\text{C}$$

$$p_8 = p_7 = 1,2 \text{ MPa}$$

$$i_8 = c_p \cdot T_8 = 1,006 \cdot 1373,15$$

$$i_8 = 1381,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$



Obr. 15 Vstupní a výstupní hmoty, teploty a entalpie spalovací komory 2

Ze zákona zachování hmoty platí:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_7 + \dot{m}_{pal2} \quad (3-12)$$

Ze zákona zachování energie platí:

$$\dot{m}_8 \cdot i_8 = \dot{m}_7 \cdot i_7 + \dot{m}_{pal2} \cdot i_{pal} + \dot{m}_{pal2} \cdot Q_{i,CH_4}^r \quad (3-13)$$

Na základě zákonů zachování hmoty a energie lze napsat:

$$\dot{m}_{pal2} = \dot{m}_8 - \dot{m}_7 \quad (3-14) \quad \dot{m}_7 = \dot{m}_6 = 1,01 \text{ kg}_{spal} \cdot \text{kg}_{vzd}^{-1} \quad (3-15)$$

$$\dot{m}_8 \cdot i_8 = \dot{m}_7 \cdot i_7 + (\dot{m}_8 - \dot{m}_7) \cdot i_{pal} + (\dot{m}_8 - \dot{m}_7) \cdot Q_{i,CH_4}^r \quad (3-16)$$

$$\dot{m}_8 = \frac{\dot{m}_7 \cdot (i_7 - i_{pal} - Q_{i,CH_4}^r)}{i_8 - i_{pal} - Q_{i,CH_4}^r} = \frac{1,01 \cdot (574,5 - 637 - 50740)}{1381,4 - 637 - 50740} = 1,026 \text{ kg}_{spal} \cdot \text{kg}_{vzd}^{-1}$$

$$\dot{m}_{pal2} = \dot{m}_8 - \dot{m}_7 = 1,026 - 1,01 = 0,016 \text{ kg}_{pal} \cdot \text{kg}_{vzd}^{-1}$$

Bod 9 (výstup z NT dílu)

Mezi bodem 8 a 9 se nachází NT díl turbíny. Výpočet probíhá analogicky k výpočtu v bodě 7. Uvažuje se adiabatická expanze ideálního plynu. Plyn expanduje do atmosférického tlaku.

$$p_9 = 0,1 \text{ MPa (atmosféra)}$$

Adiabatická expanze:

$$\frac{T_9}{T_8} = \left(\frac{p_9}{p_8}\right)^{\frac{k-1}{k}} \rightarrow T_9 = T_8 \cdot \left(\frac{p_9}{p_8}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 1373,15 \cdot \left(\frac{0,1}{1,2}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \quad (3-17)$$

$$T_9 = 675,1 \text{ K} \rightarrow t_9 = 402^\circ\text{C}$$

$$i_9 = c_p \cdot T_9 = 1,006 \cdot 675,1$$

$$i_9 = 679,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Měrná práce kompresoru

Účinnost kompresoru byla volena s ohledem na to, že se jedná v případě CAES o velmi výkonné kompresory (desítky až stovky MW), které jsou schopny dosáhnout nejvyšších účinností.

$$\eta_K = 0,9 \text{ (zvoleno)}$$

$$a_{iz,K} = i_2 - i_1 = 950,1 - 294,9 = 655,2 \text{ kW} \cdot \text{kg}_{vzd}^{-1} \quad (3-18)$$

$$a_K = \frac{1}{\eta_K} \cdot a_{iz,K} = \frac{1}{0,9} \cdot 655,2 = 728 \text{ kW} \cdot \text{kg}_{vzd}^{-1} \quad (3-19)$$

Měrná práce VT dílu turbíny

$$\eta_{VT} = 0,85 \text{ (zvoleno)}$$

$$a_{iz,VT} = i_6 - i_7 = 838,1 - 574,5 = 263,6 \text{ kW} \cdot \text{kg}_{vzd}^{-1} \quad (3-20)$$

$$a_{VT} = \eta_{VT} \cdot a_{iz,VT} = 0,85 \cdot 263,6 = 224,1 \text{ kW} \cdot \text{kg}_{vzd}^{-1} \quad (3-21)$$

Měrná práce NT dílu turbíny

$$\eta_{NT} = 0,85 \text{ (zvoleno)}$$

$$a_{iz,NT} = i_8 - i_9 = 1381,4 - 679,2 = 702,2 \text{ kW} \cdot \text{kg}_{vzd}^{-1} \quad (3-22)$$

$$a_{NT} = \eta_{NT} \cdot a_{iz,NT} = 0,85 \cdot 702,2 = 596,9 \text{ kW} \cdot \text{kg}_{vzd}^{-1} \quad (3-23)$$

Účinnost

Jednotlivé příkony a výkony budou počítány pro průtok 1 kg vzduchu na vstupu do kompresoru a první spalovací komory.

$$\eta = \frac{\text{výkon}}{\text{příkon}} = \frac{P_{VT} + P_{NT}}{P_K + Q_{pal1} + Q_{pal2}} \quad (3-24)$$

Příkon kompresoru:

$$P_K = a_K = 728 \text{ kW (na vstupu do kompresoru je dán 1 kg/s vzduchu)}$$

Příkon spalovací komory 1:

$$Q_{pal1} = \dot{m}_{pal1} \cdot Q_{i,CH_4}^r = 0,01 \cdot 50740 = 507,4 \text{ kW} \quad (3-25)$$

Příkon spalovací komory 2:

$$Q_{pal1} = \dot{m}_{pal2} \cdot Q_{i,CH_4}^r = 0,016 \cdot 50740 = 811,8 \text{ kW} \quad (3-26)$$

Výkon VT dílu turbíny:

$$P_{VT} = \dot{m}_6 \cdot a_{VT} = 1,01 \cdot 224,1 = 226,3 \text{ kW} \quad (3-27)$$

Výkon NT dílu turbíny:

$$P_{NT} = \dot{m}_8 \cdot a_{NT} = 1,026 \cdot 596,6 = 612,4 \text{ kW} \quad (3-28)$$

Účinnost akumulace elektrické energie:

$$\eta = \frac{P_{VT} + P_{NT}}{P_K + Q_{pal1} + Q_{pal2}} = \frac{226,3 + 612,4}{728 + 507,4 + 811,8} \quad (3-29)$$

$$\underline{\eta = 0,41 \rightarrow \eta = 41\%}$$

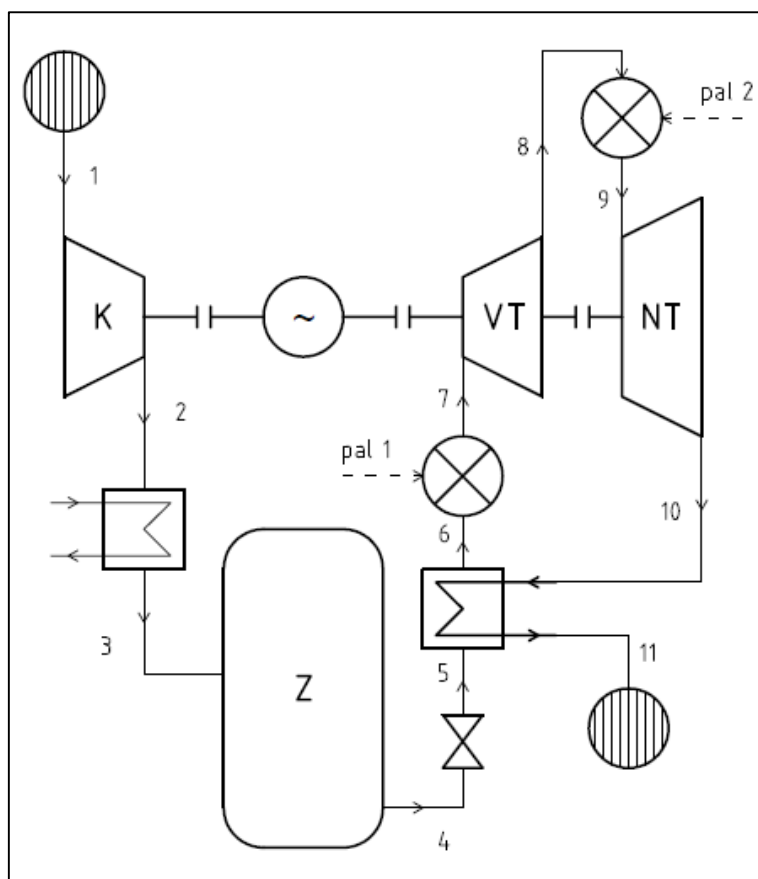
Přehled

Tab. 2 Přehled vypočtených hodnot v jednotlivých bodech oběhu

Číslo bodu	Teplota [°C]	Tlak [MPa]	Entalpie [kJ·kg ⁻¹]
1	20	0,1	294,9
2	671,2	6	950,1
3	100	6	395,5
4	41,4	6	316,4
5	41,4	4,5	316,4
6	560	4,5	838,1
7	298	1,2	574,1
8	1100	1,2	1381,4
9	402	0,1	679,2

3.1.2 Konvenční CAES s regenerací tepla ze spalin

Konvenční oběh s regenerací tepla ze spalin (obr. 16) je téměř identický s oběhem bez regenerace. Jedinou změnou je umístění regeneračního výměníku před první spalovací komoru, který přehřívá vzduch před vstupem do spalovací komory pomocí spalin vystupujících z NT dílu.



Obr. 16 Konvenční CAES s regenerací tepla ze spalin: K – kompresor, Z – zásobník stlačeného vzduchu, VT – vysokotlaký díl turbíny, NT – nízkotlaký díl turbíny, pal – přívod paliva do spalovacích komor 1 a 2, ~ - generátor/motor

Díky tomu, že konvenční oběh s regenerací je téměř identický s oběhem bez regenerace viz předešlá podkapitola (3.1.1) a že je počítáno s měrnými jednotkami, tak budou použity již vypočtené hodnoty z této podkapitoly. Jediné co se změní, oproti předešlému oběhu, je spotřeba paliva ve spalovacích komorách, která by měla díky regeneraci tepla klesnout a tudíž by měla stoupnout celková účinnost akumulace. Tato spotřeba se vypočítá na základě tepla předaného při regeneraci.

Body 1, 2, 3, 4, 5

Hodnoty použité z podkapitoly 3.1.1.

$t_1 = 20^\circ\text{C}$	$t_2 = 671,2^\circ\text{C}$	$t_3 = 100^\circ\text{C}$
$p_1 = 0,1 \text{ MPa}$	$p_2 = 6 \text{ MPa}$	$p_3 = 6 \text{ MPa}$
$i_1 = 294,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$i_2 = 950,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$i_3 = 395,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
$t_4 = 41,4^\circ\text{C}$	$t_5 = 41,4^\circ\text{C}$	
$p_4 = 6 \text{ MPa}$	$p_5 = 4,5 \text{ MPa}$	
$i_4 = 316,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$i_5 = 316,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	

Bod 7, 8, 9, 10

Díky tomu, že před vstupem do VT dílu (bod 7) je spalovací komora, je možné hodnoty před vstupem do VT dílu zvolit bez ohledu na teplo přivedené z regenerace. Požadovaných hodnot v bodě 7 se pak dosáhne vhodným množstvím paliva, přivedeného do spalovací komory 1. Tak je možno, určit body 7 až 10, aniž by bylo potřeba znát teplo předané v regeneračním výměníku. Spaliny jsou z hlediska fyzikálních vlastností uvažovány jako vzduch, jelikož množství produktů spalování ve spalínách je velmi malé, tudíž je zanedbáno.

Hodnoty použité z podkapitoly 3.1.1.

$$\begin{array}{lll} t_7 = 560^{\circ}\text{C} & t_8 = 298^{\circ}\text{C} & t_9 = 1100^{\circ}\text{C} \\ p_7 = 4,5 \text{ MPa} & p_8 = 1,2 \text{ MPa} & p_9 = 1,2 \text{ MPa} \\ i_7 = 838,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} & i_8 = 574,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} & i_9 = 1381,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{array}$$

$$\begin{array}{l} t_{10} = 402^{\circ}\text{C} \\ p_{10} = 0,1 \text{ MPa} \\ i_{10} = 679,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{array}$$

Bod 6 (výstup z regeneračního výměníku, vstup do spalovací komory 1)

Ze známé teploty v bodě 10 (vstup do regeneračního Výměníku z horké strany), je teplota vzduchu v bodě 6 odhadována na základě zvoleného Δt v regeneračním výměníku. Tlak zůstává konstantní.

$$\begin{array}{l} \Delta t_{reg} = 50^{\circ}\text{C} \\ t_6 = t_{10} - \Delta t_{reg} = 402 - 50 \\ \mathbf{t_6 = 352^{\circ}\text{C}} \end{array} \quad (3-30)$$

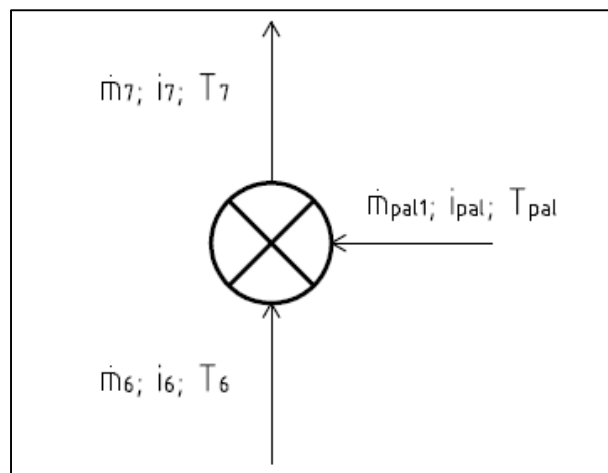
Není uvažována tlaková ztráta v regeneračním výměníku.

$$\mathbf{p_6 = p_5 = 4,5 \text{ MPa}}$$

$$\begin{array}{l} i_6 = c_p \cdot T_6 = 1,006 \cdot 625,15 \\ \mathbf{i_6 = 628,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}} \end{array}$$

Hmotnostní tok paliva pal 1, pal2

Hmotnostní toky paliva pal1 a pal2 se odvodí ze zákona zachování hmoty (obr. 17, 18), zákona zachování energie a známých hodnot v oběhu.



Obr. 17 Vstupní a výstupní hmoty, teploty a entalpie spalovací komory 1

Fyzikální vlastnosti pro palivo (metan):

$$Q_{i,CH_4}^r = 50,74 \text{ MJ} \cdot \text{kg}_{CH_4}^{-1}$$

$$C_{p,CH_4} = 2,173 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$T_{pal} = 293,15 \text{ K}$$

$$i_{pal} = C_{p,CH_4} \cdot T_{pal} = 2,173 \cdot 293,15 = 637 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Na základě zákonů zachování hmoty a energie lze napsat:

$$\dot{m}_{pal1} = \dot{m}_7 - \dot{M}_6 \quad (3.30) \quad \dot{M}_6 = 1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \text{ (jednotkový průtok)}$$

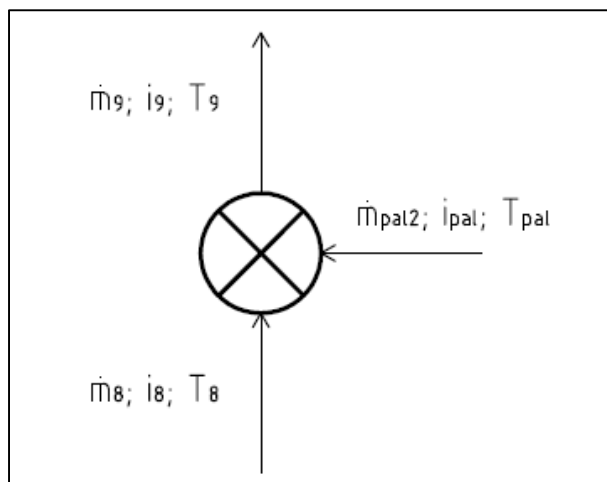
$$\dot{m}_{pal1} = \dot{m}_7 - 1$$

$$\dot{m}_7 \cdot i_7 = \dot{M}_6 \cdot i_6 + \dot{m}_{pal1} \cdot i_{pal} + \dot{m}_{pal1} \cdot Q_{i,CH_4}^r \quad (3-31)$$

$$\dot{m}_7 \cdot i_7 = i_6 + (\dot{m}_7 - 1) \cdot i_{pal} + (\dot{m}_7 - 1) \cdot Q_{i,CH_4}^r$$

$$\dot{m}_7 = \frac{i_6 - i_{pal} - Q_{i,CH_4}^r}{i_7 - i_{pal} - Q_{i,CH_4}^r} = \frac{628,9 - 637 - 50740}{838,1 - 637 - 50740} = 1,004 \text{ kg}_{spal} \cdot \text{kg}_{vzd}^{-1}$$

$$\dot{m}_{pal1} = \dot{m}_7 - 1 = 1,004 - 1 = 0,004 \text{ kg}_{pal} \cdot \text{kg}_{vzd}^{-1}$$



Obr. 18 Vstupní a výstupní hmoty, teploty a entalpie spalovací komory 1

Na základě zákonů zachování hmoty a energie lze napsat:

$$\dot{m}_{pal2} = \dot{m}_9 - \dot{m}_8 \quad (3-32) \quad \dot{m}_8 = \dot{m}_7 = 1,004 \, kg_{spal} \cdot kg_{vzd}^{-1} \quad (3-33)$$

$$\dot{m}_9 \cdot i_9 = \dot{m}_8 \cdot i_8 + \dot{m}_{pal2} \cdot i_{pal} + \dot{m}_{pal2} \cdot Q_{i,CH_4}^r \quad (3-34)$$

$$\dot{m}_9 \cdot i_9 = \dot{m}_8 \cdot i_8 + (\dot{m}_9 - \dot{m}_8) \cdot i_{pal} + (\dot{m}_9 - \dot{m}_8) \cdot Q_{i,CH_4}^r$$

$$\dot{m}_9 = \frac{\dot{m}_8 \cdot (i_8 - i_{pal} - Q_{i,CH_4}^r)}{i_9 - i_{pal} - Q_{i,CH_4}^r} = \frac{1,004 \cdot (574,5 - 637 - 50740)}{1381,4 - 637 - 50740} = 1,02 \, kg_{spal} \cdot kg_{vzd}^{-1}$$

$$\dot{m}_{pal2} = \dot{m}_9 - \dot{m}_8 = 1,02 - 1,004 = 0,016 \, kg_{pal} \cdot kg_{vzd}^{-1}$$

Bod 11

Tlak mezi body 10 a 11 zůstává konstantní.

$$p_{11} = p_{10} = 0,1 \, MPa \, (\text{atmosférický tlak})$$

Výpočet entalpie v bodě 11 se odvodí ze zákona zachování energie (obr. 19):

$$\dot{m}_6 \cdot i_6 - \dot{m}_5 \cdot i_5 = \dot{m}_{10} \cdot i_{10} - \dot{m}_{11} \cdot i_{11} \quad (3-35)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad (3-36)$$

$$\dot{m}_6 \cdot (i_6 - i_5) = \dot{m}_{10} \cdot (i_{10} - i_{11}) \rightarrow i_{11} = i_{10} - \frac{\dot{m}_6 \cdot (i_6 - i_5)}{\dot{m}_{10}} \quad (3-37)$$

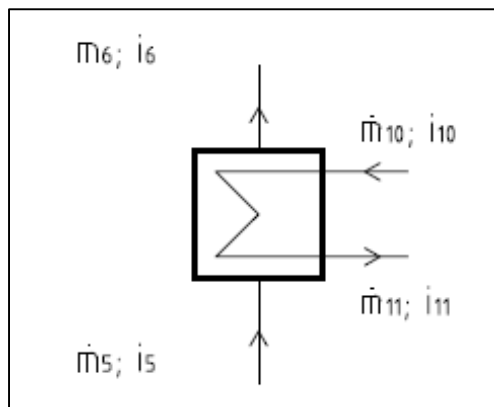
$$i_{11} = 679,2 - \frac{1 \cdot (628,9 - 316,4)}{1,02}$$

$$i_{11} = 372,8 \, kJ \cdot kg^{-1}$$

Výpočet teploty v bodě 11:

$$i_{11} = c_p \cdot T_{11} \rightarrow T_{11} = \frac{i_c}{c_p} = \frac{372,8}{1,006} = 370,6 \text{ K} \quad (3-38)$$

$$t_{11} = 97,4^\circ \text{C}$$



Obr. 19 Schéma vstupů a výstupů regeneračního výměníku

Účinnost

Jednotlivé příkony a výkony budou počítány pro průtok 1 kg vzduchu na vstupu do kompresoru a první spalovací komory. Měrné práce kompresoru, VT a NT dílu byly převzaty z kapitoly 3.1.1, protože jsou shodné.

Příkon kompresoru:

$$P_K = a_K = 728 \text{ kW (na vstupu do kompresoru je dán 1 kg/s vzduchu)}$$

Příkon spalovací komory 1:

$$Q_{pal1} = \dot{m}_{pal1} \cdot Q_{i,CH_4}^r = 0,004 \cdot 50740 = 203 \text{ kW} \quad (3-39)$$

Příkon spalovací komory 2:

$$Q_{pal2} = \dot{m}_{pal2} \cdot Q_{i,CH_4}^r = 0,016 \cdot 50740 = 811,8 \text{ kW} \quad (3-40)$$

Výkon VT dílu turbíny:

$$P_{VT} = \dot{m}_7 \cdot a_{VT} = 1,004 \cdot 224,1 = 225 \text{ kW} \quad (3-41)$$

Výkon NT dílu turbíny:

$$P_{NT} = \dot{m}_9 \cdot a_{NT} = 1,020 \cdot 596,6 = 608,5 \text{ kW} \quad (3-42)$$

Účinnost akumulace elektrické energie:

$$\eta = \frac{P_{VT} + P_{NT}}{P_K + Q_{pal1} + Q_{pal2}} = \frac{225 + 608,5}{728 + 203 + 811,8} \quad (3-43)$$

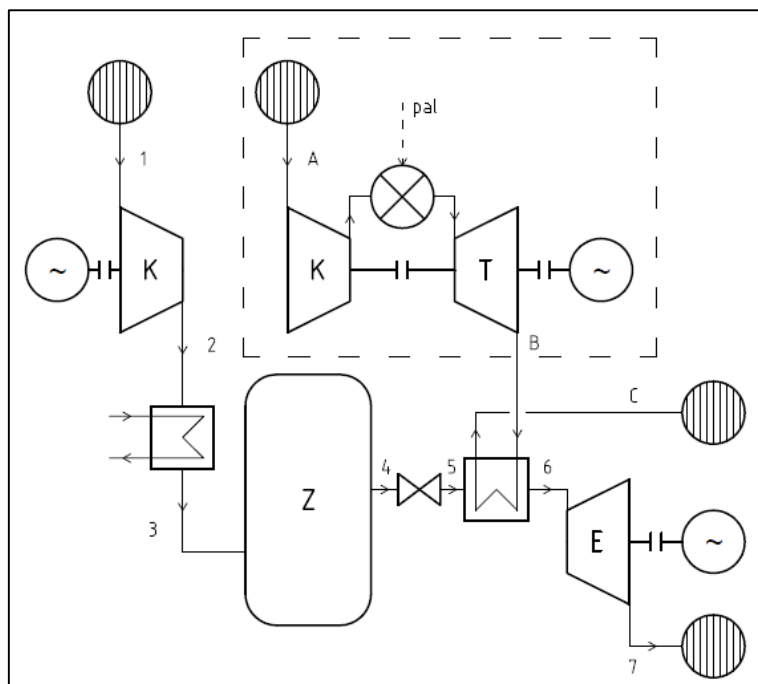
$$\underline{\eta = 0,48 \rightarrow \eta = 48\%}$$

Přehled*Tab. 3 Přehled vypočtených hodnot v jednotlivých bodech oběhu*

Číslo bodu	Teplota [°C]	Tlak [MPa]	Entalpie [kJ·kg ⁻¹]
1	20	0,1	294,9
2	671,2	6	950,1
3	100	6	395,5
4	41,4	6	316,4
5	41,4	4,5	316,4
6	352	4,5	628,9
7	560	4,5	838,1
8	298	1,2	574,1
9	1100	1,2	1381,4
10	402	0,1	679,2
11	97,5	0,1	372,8

3.1.3 Pokročilý CAES s plynovou turbínou, regenerací tepla spalin a expandérem

Pokročilý oběh s expandérem a regenerací tepla ze spalin (obr. 20) se částečně odlišuje od konvenčních CAES systémů použitými komponentami a zapojením. V principu se však jedná o podobný oběh. Zásadní změnou je, že celý systém se neskládá z jednoho oběhu, ale ze dvou samostatných oběhů sdílejících pouze tepelnou energii. Tím prvním je oběh tvořený standartní spalovací turbínou, která vyrábí elektrickou energii. Tím druhým je oběh, který zajišťuje kompresi, akumulaci a zpracování tlakové energie stlačeného vzduchu. Oba tyto oběhy jsou od sebe oddělené z hlediska plyných médií, se kterými pracují a sdílí mezi sebou pouze teplo, které se předává v regeneračním výměníku, kde horké spaliny z turbíny přehřívají stlačený vzduch před vstupem do expandéru. Část oběhu obstarávající kompresi vzduchu a jeho akumulaci v zásobníku je stejná jako u konvenčního zapojení, tudíž parametry této části oběhu se převzímou z předešlé podkapitoly 3.1.1.



Obr. 20 Pokročilý CAES s plynovou turbínou, regenerací tepla ze spalin a expandérem: K – kompresor, Z – zásobník stlačeného vzduchu, T – turbína, E – expandér, pal – přívod paliva do spalovací komory turbíny, ~ - generátor/motor

Body 1, 2, 3, 4, 5

Hodnoty použité z podkapitoly 3.1.1.

$t_1 = 20^\circ\text{C}$	$t_2 = 671,2^\circ\text{C}$	$t_3 = 100^\circ\text{C}$
$p_1 = 0,1 \text{ MPa}$	$p_2 = 6 \text{ MPa}$	$p_3 = 6 \text{ MPa}$
$i_1 = 294,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$i_2 = 950,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$i_3 = 395,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
$t_4 = 41,4^\circ\text{C}$	$t_5 = 41,4^\circ\text{C}$	
$p_4 = 6 \text{ MPa}$	$p_5 = 4,5 \text{ MPa}$	
$i_4 = 316,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$i_5 = 316,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	

Spalovací turbína

Pro tento konkrétní příklad byla vybrána spalovací turbína od firmy Siemens SGT-750 (Tab. 4), která je určena pro statické aplikace podobné elektrárnám CAES, především jde o výrobu elektrické energie, ať už v samostatném či kombinovaném cyklu nebo konání mechanické práce. Model SGT-750 byl vybrán z důvodu dobrých parametrů, co se účinnosti týče a kvůli teplotě výstupních spalin, jež je blízká výstupní teplotě spalin v předešlých příkladech.

Tab. 4 Základní parametry spalovací turbíny Siemens SGT-750 [12]

SGT - 750	
Elektrický výkon	38,1 MW _(e)
Účinnost	40,2%
Heat rate (spotřeba paliva/vyrobená elektřina)	8953 kJ·kWh _(e) ⁻¹
Otáčky	6100 ot·min ⁻¹
Tlakový poměr	23,8:1
Hmotnostní tok spalin na výstupu	113,8 kg·s ⁻¹
Teplota spalin na výstupu	458°C

Bod B

Hodnoty v bodě B budou odpovídat parametrům spalin na výstupu z turbíny, které jsou uvedeny výrobcem turbíny. Vzhledem k velkému přebytku vzduchu ve spalinách budou spaliny uvažovány jako čistý vzduch.

$$t_B = 458^\circ\text{C}$$

$$p_B = 0,1 \text{ MPa (zvoleno, atmosferický tlak)}$$

$$i_B = c_p \cdot T_B = 1,006 \cdot 731,15$$

$$i_B = 735,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Bod 6

Ze známé teploty v bodě B (vstup do regeneračního Výměníku z horké strany), je teplota vzduchu v bodě 6 odhadována na základě zvoleného Δt v regeneračním výměníku. Tlak zůstává konstantní.

$$\Delta t_{reg} = 50^\circ\text{C}$$

$$t_6 = t_B - \Delta t_{reg} = 458 - 50 \quad (3-44)$$

$$t_6 = 408^\circ\text{C}$$

Není uvažována tlaková ztráta v regeneračním výměníku.

$$p_6 = p_5 = 4,5 \text{ MPa}$$

$$i_6 = c_p \cdot T_6 = 1,006 \cdot 681,15$$

$$i_6 = 685,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Bod 7

Mezi bodem 6 a 7 se nachází expanzní turbína, ve které expanduje horký vzduch. Expanzi uvažujeme bez předání tepla do okolí a expandující plyn uvažujeme jako ideální. Díky tomu můžeme vypočítat hodnoty v bodě 7 pomocí vztahu pro adiabatický děj ideálního plynu.

$$p_7 = 0,1 \text{ MPa (atmosféra)}$$

Adiabatická expanze:

$$\frac{T_7}{T_6} = \left(\frac{p_7}{p_6}\right)^{\frac{k-1}{k}} \rightarrow T_7 = T_6 \cdot \left(\frac{p_7}{p_6}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 681,2 \cdot \left(\frac{0,1}{4,5}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \quad (3-45)$$

$$T_7 = 229,6 \text{ K} \rightarrow t_7 = -43,6^\circ\text{C}$$

$$i_7 = c_p \cdot T_7 = 1,006 \cdot 229,6$$

$$i_7 = 231 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Bod C

Neuvažuje se tlaková ztráta v regeneračním výměníku, tlak mezi body B a C zůstává konstantní.

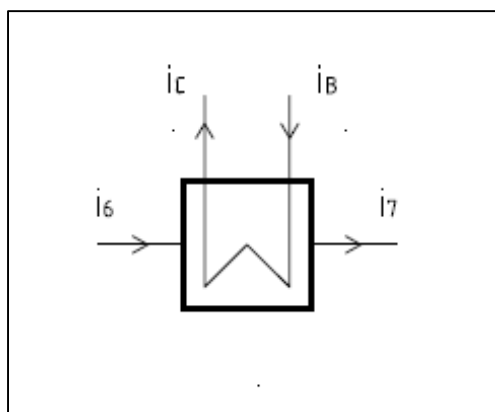
$$p_C = p_B = 0,1 \text{ MPa (atmosférický tlak)}$$

Výpočet entalpie v bodě C se odvodí ze zákona zachování energie (obr. 21). Je uvažováno, že hmotnostní tok spalin je roven hmotnostnímu toku vzduchu. Za tohoto předpokladu lze do rovnice psát pouze entalpie.

$$i_6 - i_5 = i_B - i_C \rightarrow i_C = i_B + i_5 - i_6 \quad (3-46)$$

$$i_C = 735,5 + 316,4 - 685,2$$

$$i_C = 366,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$



Obr. 21 Schéma vstupů a výstupů entalpií z regeneračního výměníku

Výpočet teploty v bodě C:

$$i_C = c_p \cdot T_C \rightarrow T_C = \frac{i_C}{c_p} = \frac{366,7}{1,006} = 364,5 \text{ K} \quad (3-47)$$

$$t_6 = 91,4^\circ\text{C}$$

Měrná práce expanzní plynové turbíny

$$\eta_E = 0,85 \text{ (zvoleno)}$$

$$a_{iz,E} = i_6 - i_7 = 685,2 - 229,6 = 455,6 \text{ kW} \cdot \text{kg}_{vzd}^{-1} \quad (3-48)$$

$$a_E = \eta_{VT} \cdot a_{iz,E} = 0,85 \cdot 455,6 = 387,3 \text{ kW} \cdot \text{kg}_{vzd}^{-1} \quad (3-49)$$

Účinnost

Jednotlivé příkony a výkony budou počítány pro maximální hmotnostní průtok daný spalovací turbínou při plném výkonu. Hodnota měrné práce kompresoru je převzata z podkapitoly 3.1.1.

$$\eta = \frac{\text{výkon}}{\text{příkon}} = \frac{P_T + P_E}{P_K + Q_{pal}} \quad (3-50)$$

Hmotnostní tok vzduchu a spalin:

$$M_{vz} = M_{spal} = M = 113,8 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \text{ (dáno parametry turbíny SGT – 750)}$$

Příkon kompresoru:

$$P_K = M \cdot a_K = 113,8 \cdot 728 = 82846 \text{ kW} \quad (3-51)$$

Výkon spalovací turbíny:

$$P_T = 38100 \text{ kW} \text{ (dáno max. výkonem turbíny SGT – 750)}$$

Teplo uvolněné z paliva:

$$Q_{pal} = P_T \cdot \frac{1}{\eta_T} = 38100 \cdot \frac{1}{0,402} = 94776 \text{ kW} \quad (3-52)$$

Výkon expanzní plynové turbíny:

$$P_E = M \cdot a_E = 113,8 \cdot 387,3 = 44075 \text{ kW} \quad (3-53)$$

Účinnost akumulace elektrické energie:

$$\eta = \frac{P_T + P_E}{P_K + Q_{pal}} = \frac{38100 + 44075}{82846 + 94776}$$

$$\underline{\eta = 0,46 \rightarrow \eta = 46 \%}$$

Přehled

Tab. 5 Přehled vypočtených hodnot v jednotlivých bodech oběhu

Číslo bodu	Teplota [°C]	Tlak [MPa]	Entalpie [kJ·kg ⁻¹]
1	20	0,1	294,9
2	671,2	6	950,1
3	100	6	395,5
4	41,4	6	316,4
5	41,4	4,5	316,4
6	408	4,5	685,2
7	-43,6	0,1	231
B	458	0,1	735,5
C	91,4	0,1	366,7

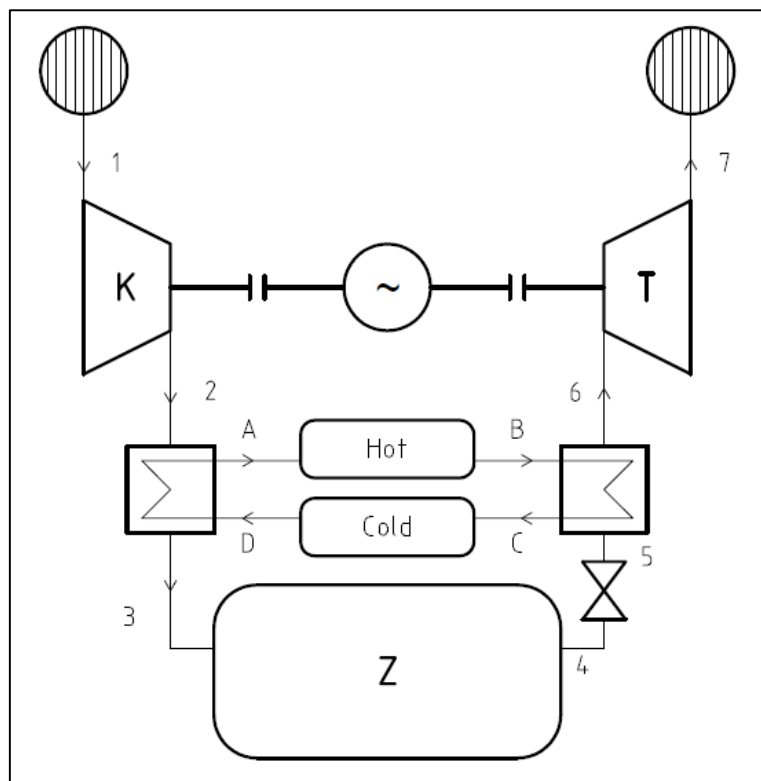
3.1.4 Adiabatický CAES

Adiabatický oběh (obr. 22) se zásadně odlišuje od předešlých oběhů absencí spalovací turbíny a naopak je obohacen o systém akumulace tepelné energie vznikající při kompresi vzduchu. Tento systém je teoreticky schopen dosáhnout velmi vysoké účinnosti, což předešlé oběhy z fyzikální podstaty nemohly, jelikož používaly spalovací turbíny.

Zcela zásadní vliv na účinnost v případě adiabatického oběhu bude mít systém akumulace tepelné energie vzniklé kompresí vzduchu. Systémů akumulace tepelné energie se nabízí hned několik v závislosti na parametrech oběhu. Pro tento konkrétní příklad, ve kterém dochází jen k jednostupňové kompresi a tudíž vzniku vysoké teploty po kompresi (více jak 600°C) bude zvolen systém akumulace do roztavené soli směsi NaNO₃ a KNO₃ (Tab. 5). Tato směs je zvolena jednak z důvodu, že je schopna pracovat do teplot až 600°C a také z důvodu že se jedná o v praxi ověřenou technologii použitou pro akumulaci tepla generovaného solárními elektrárnami [13].

Tab. 6 Vlastnosti roztavené směsi NaNO₃ a KNO₃ při 400°C [14]

Měrná tepelná kapacita - c	2,66019 kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹
Hustota - ρ	1840 kg·m ⁻³
Teplota tání - t _{melt}	222°C
Max. pracovní teplota - t _{max}	600°C



Obr. 22 Adiabatický CAES: K – kompresor, Z – zásobník stlačeného vzduchu, T – expanzní turbína, Hot – zásobník horkého média, Cold – zásobník chladného média, ~ - generátor/motor

Body 1, 2

Jelikož jsou parametry komprese shodné s příkladem v podkapitole 3.1.1, budou použity hodnoty z této kapitoly.

$$\begin{aligned} t_1 &= 20^\circ\text{C} & t_2 &= 671,2^\circ\text{C} \\ p_1 &= 0,1 \text{ MPa} & p_2 &= 6 \text{ MPa} \\ i_1 &= 294,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} & i_2 &= 950,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned}$$

Bod A

Jedná se o výstup roztavené soli z prvního výměníku. Vzhledem k tomu, že směs solí má definovanou maximální pracovní teplotu, bude teplota v bodě A zvolena na základě této maximální hodnoty.

$$t_A = 580^\circ\text{C} \text{ (zvoleno na základě } t_{\max})$$

$$i_A = c \cdot T_A = 2,66019 \cdot 853,15$$

$$i_A = 2269,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Bod D

Jedná se o vstup chladné roztavené soli do prvního výměníku, který se nachází za kompresorem. Teplota roztavené soli v bodě D byla zvolena na základě teploty tuhnutí zvolené soli t_{melt} .

$$t_D = 240^\circ\text{C} \text{ (zvoleno na základě } t_{melt}\text{)}$$

$$i_D = c \cdot T_A = 2,66019 \cdot 853,15$$

$$i_D = 1365,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Bod 3

Teplota v bodě 3 se spočítá tak, že se v prvním kroku odhadne hmotnostní průtok soli výměníkem a na základě vstupních entalpií a hmotnostních průtoků soli a vzduchu se z energetické bilance (obr. 23) spočítá entalpie a teplota vzduchu v bodě 3. Tlaková ztráta ve výměníku není uvažována.

$$p_2 = p_3 = 6 \text{ MPa}$$

$$m_{sl} = 0,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \text{ (zvolený odhad)}$$

$$m_{vz} \cdot (i_2 - i_3) = m_{sl} \cdot (i_A - i_D) \rightarrow i_3 = i_2 - \frac{m_{sl} \cdot (i_A - i_D)}{m_{vz}} \quad (3-54)$$

$$m_{vz} = 1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$i_3 = 950,1 - \frac{0,5 \cdot (2269,5 - 1365,1)}{1}$$

$$i_3 = 497,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_3 = c_p \cdot T_3 \rightarrow T_3 = \frac{i_3}{c_p} = \frac{497,9}{1,006} = 494,9 \text{ K} \quad (3-55)$$

$$t_3 = 221,8^\circ\text{C}$$

Ze schématu výměníku (obr. 23) je zřejmé, že teplota v bodě 3 musí být vyšší než je teplota v bodě D (240°C). Jelikož vyšla teplota v bodě 3 nižší než v bodě D, což je z hlediska fungování výměníku nesmysl, je potřeba snížit hodnotu hmotnostního průtoku soli tak, aby se dosáhlo rozumného rozdílu teplot v bodě 3 a D.

$$m_{sl} = 0,45 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \text{ (zvolený odhad)}$$

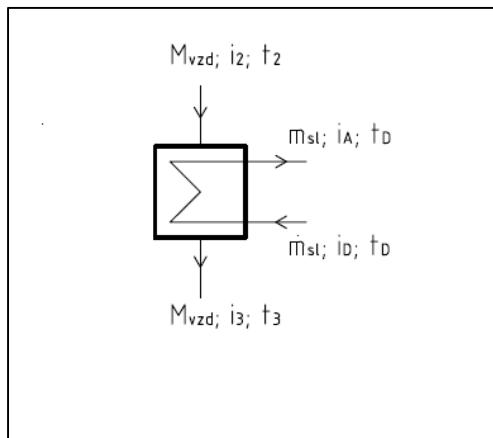
$$M_{vz} \cdot (i_2 - i_3) = \dot{m}_{sl} \cdot (i_A - i_D) \rightarrow i_3 = i_2 - \frac{\dot{m}_{sl} \cdot (i_A - i_D)}{M_{vz}} \quad (3-56)$$

$$i_3 = 950,1 - \frac{0,45 \cdot (2269,5 - 1365,1)}{1}$$

$$i_3 = 543,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_3 = c_p \cdot T_3 \rightarrow T_3 = \frac{i_3}{c_p} = \frac{543,1}{1,006} = 539,9 \text{ K} \quad (3-57)$$

$$t_3 = 266,7^\circ\text{C}$$



Obr. 23 Schéma vstupů a výstupů entalpií a hmotnostních průtoků z chladicího výměníku

Bod 4

Teplota v bodě 4 bude zcela závislá na ztrátě tepla v kaverně. Jelikož do kaverny vstupuje poměrně teplý vzduch (více jak 250°C), lze očekávat, že ztráta vlivem velkého přestupu tepla bude značná. Tlaková ztráta se neuvažuje.

$$t_4 = 100^\circ\text{C} \text{ (odhad)}$$

$$p_3 = p_4 = 6 \text{ MPa}$$

$$i_4 = c_p \cdot T_4 = 1,006 \cdot 373,15$$

$$i_4 = 375,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Bod 5

Mezi bodem 4 a 5 dochází k redukci tlaku pomocí škrcení. Vzhledem k tomu, že uvažujeme vzduch jako ideální plyn, tak můžeme napsat:

$$i_4 = i_5 = 375,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$t_4 = t_5 = 100^\circ\text{C}$$

$$p_5 = 4,5 \text{ MPa} \text{ (zvolený tlak po redukci)}$$

Body B, C

Při použití směsi roztavených solí NaNO_3 a KNO_3 v tepelných solárních elektrárnách se ukazuje, že pokles teploty v zásobnících horké směsi solí je přibližně $0,6^\circ\text{C}/\text{den}$ [15]. Pokud se uvažuje, že elektrárna CAES by se nabíjela a vybíjela v řádech desítek hodin či několika dnů, dá se takto malá ztráta v zjednodušeném srovnávacím výpočtu zanedbat.

$$t_B = t_A = 580^\circ\text{C}$$

$$t_C = t_D = 240^\circ\text{C}$$

$$i_B = i_A = 2269,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_C = i_D = 1365,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Bod 6

Parametry vzduchu v bodě 6 se vypočítají ze zákona zachování energie, kdy známe vstupní i výstupní veličiny ohřívacího média (roztavené soli) a jsou známy parametry vzduchu vstupujícího do výměníku (obr. 24). Tlaková ztráta ve výměníku se neuvažuje.

$$p_6 = p_5 = 4,5 \text{ MPa}$$

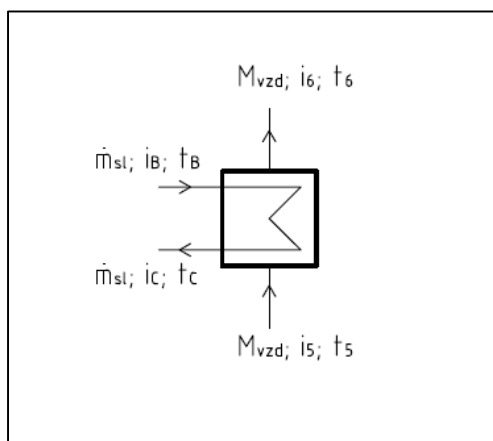
$$M_{vz} \cdot (i_6 - i_5) = \dot{m}_{sl} \cdot (i_B - i_C) \rightarrow i_6 = \frac{\dot{m}_{sl} \cdot (i_B - i_C)}{M_{vz}} + i_5 \quad (3-58)$$

$$i_6 = \frac{0,45 \cdot (2269,5 - 1365,1)}{1} + 375,4$$

$$i_6 = 782,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_6 = c_p \cdot T_6 \rightarrow T_6 = \frac{i_6}{c_p} = \frac{782,4}{1,006} = 777,7 \text{ K} \quad (3-59)$$

$$t_6 = 504,6^\circ\text{C}$$



Obr. 24 Schéma vstupů a výstupů entalpií a hmotnostních průtoků z ohřívacího výměníku

Bod 7

Mezi bodem 6 a 7 se nachází expanzní turbína, ve které expanduje horký vzduch do atmosférického tlaku. Expanzi uvažujeme bez předání tepla do okolí a expandující plyn uvažujeme jako ideální. Díky tomu můžeme vypočítat hodnoty v bodě 7 pomocí vztahu pro adiabatický děj ideálního plynu.

$$p_7 = 0,1 \text{ MPa (atmosféra)}$$

Adiabatická expanze:

$$\frac{T_7}{T_6} = \left(\frac{p_7}{p_6}\right)^{\frac{k-1}{k}} \rightarrow T_7 = T_6 \cdot \left(\frac{p_7}{p_6}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 777,7 \cdot \left(\frac{0,1}{4,5}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \quad (3-60)$$

$$T_7 = 262,1 \text{ K} \rightarrow t_7 = -11,1^\circ\text{C}$$

$$i_7 = c_p \cdot T_7 = 1,006 \cdot 262,1$$

$$i_7 = 263,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Měrná práce expanzní turbíny

$$\eta_T = 0,85 \text{ (zvoleno)}$$

$$a_{iz,T} = i_6 - i_7 = 782,4 - 263,7 = 518,7 \text{ kW} \cdot \text{kg}_{vzd}^{-1} \quad (3-61)$$

$$a_T = \eta_T \cdot a_{iz,T} = 0,85 \cdot 518,7 = 440,9 \text{ kW} \cdot \text{kg}_{vzd}^{-1} \quad (3-62)$$

Účinnost

Spočítá se z podílu výkonu turbíny a příkonu kompresoru. Výkon a příkon bude počítán pro jednotkový průtok vzduchu.

$$\eta = \frac{\text{výkon}}{\text{příkon}} = \frac{P_T}{P_K} \quad (3-63)$$

Příkon kompresoru:

$$P_K = a_K = 728 \text{ kW} \quad (3-64)$$

Příkon expanzní turbíny:

$$P_T = a_T = 440,9 \text{ kW} \quad (3-65)$$

Účinnost akumulace elektrické energie:

$$\eta = \frac{P_T}{P_K} = \frac{440,9}{728}$$

$$\underline{\eta = 0,60} \rightarrow \underline{\eta = 60 \%}$$

Přehled

Tab. 7 Přehled vypočtených hodnot v jednotlivých bodech oběhu

Číslo bodu	Teplota [°C]	Tlak [MPa]	Entalpie [kJ·kg ⁻¹]
1	20	0,1	294,9
2	671,2	6	950,1
3	266,7	6	543,1
4	100	6	375,4
5	100	4,5	375,4
6	504,6	4,5	782,4
7	-11,1	0,1	263,7
A, B	580	-	2269,5
C, D	240	-	1365,1

3.2 Porovnání vybraných oběhů

Tab. 8 Srovnání vypočítaných účinností jednotlivých zapojení z kapitoly 3

Typ zapojení	Účinnost akumulace el. energie - η [-]
Konvenční CAES bez regenerace tepla ze spalin	0,41
Konvenční CAES s regenerací tepla ze spalin	0,48
Pokročilý CAES s plynovou turbínou, regenerací tepla ze spalin a expandérem	0,46
Adiabatický CAES	0,60

Konvenční CAES oběh bez regenerace tepla ze spalin

Z hlediska účinnosti se nejhůře umístil základní konvenční oběh bez regenerace tepla ze spalin (tab. 8), což se dalo očekávat. Oběh byl ve výpočtu zahrnut především pro názorné srovnání s jinými oběhy, které využívají metody pro zvýšení účinnosti.

Konvenční oběh CAES s regenerací tepla ze spalin

Tento oběh se ve výpočtu ukázal jako druhý nejlepší, co se účinnosti týče (tab. 8). Jedná se o ověřené a v praxi vyzkoušené řešení (např. McIntosh USA), které má slušnou účinnost. Právě díky relativně dobré účinnosti, jednoduchosti zapojení a praktické zkušenosti lze očekávat, že v budoucnu bude tento typ CAES oběhu stále aktuální.

Pokročilý CAES oběh s regenerací tepla ze spalin a expanzní turbínou

Pokročilý oběh s expandérem se umístil z hlediska účinnosti překvapivě až za konvenční oběh s regenerací (tab. 8). Hodnotou účinnosti 46 % sice předešel konvenční oběh bez regenerace o 5 %, avšak o 2 % zaostal za konvenčním oběhem s regenerací. Je však důležité u tohoto oběhu zmínit několik věcí.

Oběh byl počítán pro konkrétní zvolené parametry vycházející z konvenčního oběhu. Lze očekávat, že vhodnou optimalizací, především pak použitím vhodné spalovací turbíny, by šlo dosáhnout i mnohem vyšší účinnosti (přes 50 %). Zajímavou možností by mohlo být použití aeroderivátu, který zpravidla dosahuje dobré účinnosti a zároveň poskytuje vysokou teplotu spalin, což se pozitivně projeví na měrné práci expandéru a zvýší se tak celková účinnost oběhu.

Nevýhodou toho oběhu se může zdát, že byt' dosahuje podobné účinnosti jako konvenční oběhy s regenerací, tak obsahuje více prvků než konvenční oběhy a tudíž lze očekávat vyšší náklady na realizaci. V tomto případě je však třeba zvážit okolnost, že pokročilý oběh s expandérem na rozdíl od konvenčních oběhů může dodávat energii do sítě i při prázdném zásobníku stlačeného vzduchu a to díky samostatně pracující spalovací turbíně. Takto může oběh pokrývat špičkovou spotřebu sítě kdykoliv bez závislosti na naplnění zásobníku a může tak oproti konvenčním zapojením získat výhodu v poskytovaných službách pro síť. Toto však silně závisí na podmínkách konkrétního projektu a cenách za tyto služby v konkrétním regionu.

Adiabatický CAES

Srovnávací výpočet potvrdil jasnou dominanci tohoto zapojení z hlediska účinnosti akumulace (tab. 8). I přes vysokou účinnost však nemusí být tento oběh v praxi úplně vhodným řešením. Oběhy tohoto typu nebyly v praxi nikdy realizovány a jsou tak nejistou investicí oproti zaběhlým technologiím. Význačným rysem tohoto zapojení je absence spalování paliva, což je velmi příznivé z hlediska ekologie a taky regionů, kde je cena zemního plynu příliš vysoká, což by se projevilo vyššími náklady na provoz u oběhů se spalovací turbínou.

4 NÁVRH ADIABATICKÉHO CAES

Kapitola 3 se zabývala čistě srovnáním několika oběhů, čemuž odpovídal i výpočet a jeho jednoduchost. V kapitole 4 bude vybraný typ oběhu lépe rozebrán a bude navrženo řešení, které by mohlo být realizováno stávajícími technologiemi. Pro výpočet byl vybrán adiabatický CAES, jelikož z hlediska účinnosti se jedná o nejzajímavější variantu zařízení CAES.

Cílem návrhu bude zhodnotit, zda při použití konvenčních technologií je možno realizovat adiabatický CAES, který by dokázal účinností překonat stávající zařízení CAES s plynovými turbínami a zároveň by se tento oběh alespoň přiblížil připravovanému projektu ADELE s deklarovanou účinností cca 70%. Na rozdíl však od projektu ADELE by navrhovaný oběh měl stavět na současných zaběhnutých technologiích, které by umožnily jeho relativně snadnou a rychlou realizaci.

Navrhovaný oběh bude uvažován jako jednotka, schopná dodávat akumulovanou energii o elektrickém výkonu 10 MW po dobu 4 hodiny. Takováto jednotka může být použita např. jako zařízení vyrovnávající výkyvy výroby elektrické energie z obnovitelných zdrojů.

Asi největším problémem u adiabatických oběhů CAES je, že je potřeba akumulovat do tepelných zásobníků medium o vysokých teplotách (více jak 500°C). Existuje hned několik možností, jak akumulovat teplo vzniklé kompresí vzduchu.

Probíhající projekt ADELE plánuje akumulovat teplo do pevných bloků kamene či keramiky. Tato technologie je však pro CAES ve vývoji a tím pádem v tuto chvíli nedostupná.

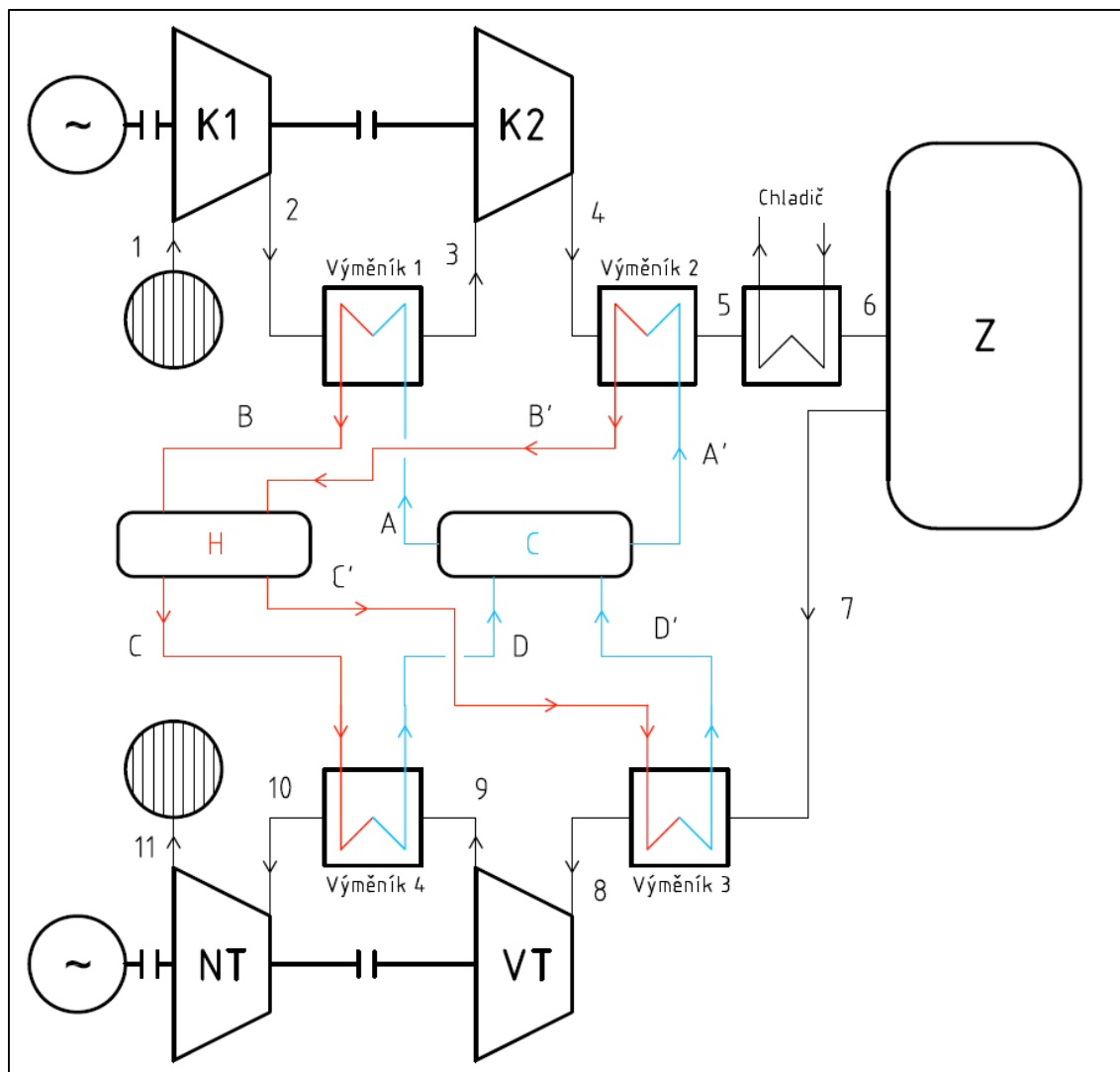
Jako další možnost se jeví použití roztavených solí. Tato metoda se používá např. v solárně tepelných elektrárnách, čili v praxi odzkoušená metoda. Velkou výhodou roztavených solí je, že dokážou pracovat při vysokých teplotách (i více jak 500°C), což je pro aplikace adiabatických CAES velmi příhodné. Např. projekt ADELE počítá s akumulací tepla ze vzduchu o teplotě více jak 600°C. Velkou nevýhodou roztavených solí však je jejich spodní pracovní teplota dána teplotou tuhnutí. Díky tomuto omezení je nutné dosahovat vysokých teplot při kompresi, což klade velké nároky na kompresory a zpravidla snižuje počet stupňů komprese na jeden, díky čemuž klesá celková účinnost komprese a roste cena kompresoru. Toto je však kompenzováno vysokými teplotami, na které může být směs solí zahřáta.

Jako další se nabízí možnost akumulovat teplo do vhodného druhu oleje. Pro aplikaci v adiabatických CAES elektrárnách se nabízejí jak minerální tak syntetické oleje určené pro akumulaci tepla např. v solárně tepelných elektrárnách. Tyto oleje sice nejsou schopny pracovat do tak vysokých teplot jako např. roztavené soli, ale na druhou stranu nejsou zpravidla tolik omezeny spodní pracovní teplotou, což umožňuje použití vícestupňové komprese a tudíž kompenzovat nedostatek v horní mezi pracovních teplot vyšší účinností komprese. Nižší maximální teploty oproti roztaveným solím také nekladou vysoké nároky na materiály kompresoru a je tedy možné použít konvenční zařízení, která jsou dobře dostupná.

Právě z důvodů co možná nejsnadnější realizace je pro návrh zvolena metoda akumulace tepla do oleje. Vzhledem k dobře dostupným informacím byl zvolen typ syntetického oleje Therminol VP-1 určený mimo jiné pro akumulaci tepla v solárních elektrárnách [16].

4.1 Navržení schématu zapojení

Vzhledem k maximální pracovní teplotě oleje VP-1 (400°C) [16] byla zvolena dvoustupňová komprese s mezichladicím výměníkem a dochlazovacím výměníkem (obr. 25). V těchto výměnících dochází k předávání tepla z horkého komprimovaného vzduchu do oleje a ten je horký uskládán v akumulční nádrži. Pro expanzi byly zvoleny stejně jako u komprese dva stupně, každý s vlastním přehřívacím výměníkem, do kterého proudí horký olej a přehřívá vzduch před expanzí. Po ochlazení pokračuje olej do zásobníku pro studený olej.



Obr. 25 Schéma zapojení navrhovaného oběhu: K1 – kompresor prvního stupně, K2 – kompresor druhého stupně, Z – zásobník stlačeného vzduchu, VT – vysokotlaký díl turbíny, NT – nízkotlaký díl turbíny, H – zásobník horkého oleje, C – zásobník studeného oleje

V oběhu byl umístěn ještě jeden výměník (blíže nedefinovaný) mezi body 5 a 6, který dochlazuje vzduch před vstupem do kaverny. Je tak učiněno pro to, aby teplota vzduchu v kaverně dále neklesala a tím pádem nedocházelo k poklesu tlaku vzduchu v kaverně. I když teplo z tohoto výměníku by se teoreticky dalo využít např. pro topné účely, ve výpočtu se uvažuje jako čistě ztrátové.

4.2 Výpočet parametrů v jednotlivých bodech oběhu

Vzhledem k tomu, že výsledná účinnost akumulace je velmi úzce spjatá s volenými veličinami, musel být samotný výpočet veličin v jednotlivých bodech proveden opakovaně, aby bylo dosaženo rozumné optimalizace oběhu volbou správných veličin (především hmotnostní toky oleje).

Jako jedna z prvních věcí, které je nutné zvolit je maximální tlak, kterým bude zásobník naplněn. Jelikož v praxi fungující zařízení využívající solných jeskyní pracují s tlaky okolo 7 až 8 MPa, je pro výpočet zvolen tlak 8 MPa.

4.2.1 První stupeň kompresoru (K1), body 1, 2

Kompresce je zvolena jako dvoustupňová. Kompresní poměr byl pro první stupeň zvolen 17. Entalpie vzduchu bude v celém oběhu počítána ke 12°C, aby se dala porovnávat s olejem VP-1. Je tak dáno, protože hodnoty entalpií oleje VP-1 jsou uváděny k teplotě právě 12°C. Jelikož změna měrné tepelné kapacity vzduchu je v rozmezí počítaných hodnot malá a oproti jiným faktorům má výpočtu zcela zanedbatelný vliv, bude uvažována jako konstantní.

Zvolit optimální kompresní poměr v tomto případě je velmi obtížné, jelikož existuje přímá souvislost mezi zvolenými hmotnostními průtoky oleje ve výměnících 1, 2 a zvoleným kompresním poměrem. Kompresní poměr pro první stupeň kompresoru byl zvolen s ohledem na teplotu za tímto stupněm. Teplota musí být dost vysoká na to, aby vznikl dostatečný tepelný spád mezi vzduchem a olejem ve výměníku 1, ale zároveň nesmí být vysoká příliš, to by znamenalo nižší využití celkového tepla, vzniklého stlačením vzduchu. Byla snaha dosáhnout podobných parametrů ve výměnících 1 a 2. Tlakový poměr byl v opakovaném výpočtu (během optimalizování parametrů oběhu) několikrát pozměněn (z důvodů lepší účinnosti). V příkladu se počítá už s optimální hodnotou.

$$t_1 = 20^\circ\text{C} \text{ (zvoleno)}$$

$$\dot{i}_1 = c_{p,vzd} \cdot (T_1 - T_0) \quad (4-01)$$

$$c_p = 1,01 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \text{ (zvoleno)}$$

$$\dot{i}_1 = 1,01 \cdot (293,15 - 285,15)$$

$$\dot{i}_1 = 8,08 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$p_1 = 0,1 \text{ MPa} \text{ (atmosférický tlak)}$$

$$p_2 = 1,7 \text{ MPa} \text{ (zvolený tlak za prvním stupněm kompresoru)}$$

Vzduch bude uvažován jako ideální plyn a nebude uvažováno sdílení tepla s okolím během komprese. Za těchto podmínek lze určit teplotu v bodě 2 pomocí vztahu pro adiabatický děj.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \rightarrow T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (4-02)$$

$$k = 1,4 \text{ (zvoleno)}$$

$$T_2 = 293,15 \cdot \left(\frac{1,7}{0,1} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$T_2 = 658,64 \text{ K}$$

$$t_2 = 385,49^\circ\text{C}$$

$$i_2 = c_{p,vzd} \cdot (T_2 - T_0) = 1,01 \cdot (658,64 - 285,15)$$

$$i_2 = 377,22 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

4.2.2 Oběh pro akumulaci tepla – zvolení teplot oleje

Pro akumulaci tepla byl zvolen typ syntetického oleje s označením Therminol VP-1 s maximální pracovní teplotou 400°C [16]. Olej je uložen plně v jednom nebo částečně v obou zásobnících. Jeden zásobník slouží k uchování horkého oleje a druhý pro studený olej. Okruh pro akumulaci tepla funguje tak, že jakmile se spustí mód akumulace elektrické energie (nastane komprese vzduchu), studený olej je přiveden do výměníku 1 a 2 (obr. 25) kde ochlazuje komprimovaný vzduch a sám se tím ohřívá. Takto zahřátý olej putuje do tepelně izolované nádrže, kde je uskladněn na pozdější použití. V případě expanze proces probíhá velmi podobně s tím rozdílem, že olej neslouží jako chladicí medium, ale jako ohřívací medium ve výměnících 3 a 4, kde předehřívá vzduch před vstupem do obou expandérů.

Teploty oleje ve všech bodech budou předem zvoleny. Od hmotnostního průtoku oleje výměníky 1, 2, 3 a 4 se pak budou odvíjet teploty vzduchu vystupujícího z výměníků.

Body A, A'

Jde o potrubí, které přivádí studený olej do výměníků 1 a 2 (obr. 25). Jelikož potrubí je vyvedeno ze stejné nádrže, budou i parametry oleje v obou bodech stejné. Teplota byla zvolna co nejnižší, avšak s ohledem na viskozitu oleje vzhledem k teplotě. Při 90°C olej VP-1 dosahuje podobné viskozity jako voda [16], čili lze očekávat, že ztráty při dopravě potrubím budou únosné. Proto byla zvolena teplota studené smyčky olejového okruhu 90°C .

$$t_A = 90^\circ\text{C}$$

$$t_{A'} = 90^\circ\text{C}$$

Entalpie oleje je určena z tabulek [16]. Brána je nejbližší hodnota (pro 93°C).

$$i_A = 133,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_{A'} = 133,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Body B, B'

Body B a B' značí potrubí vyvádějící horký olej z chladících výměníků 1 a 2. Pro zjednodušení bude tato teplota v bodě B a B' stejná, jelikož obě tyto větve budou svedeny do stejné nádrže. Vzhledem k tomu, že teplota horkého vzduchu vstupujícího do výměníku 1 je cca 380°C a je potřeba zachovat určitý rozdíl teplot mezi teplotou a studenou smyčkou, bude v obou bodech zvolena teplota oleje 350°C . Je důležité říct, že je nutné hmotnostní průtok oleje výměníkem 1 upravit tak, aby i do výměníku 2 proudil vzduch o teplotě minimálně 380°C . Pokud by se ve výměníku 1 nastavil příliš velký hmotnostní tok

oleje, vzduch v bodě 3 by se vychladil na příliš nízkou teplotu a po kompresi by nebyl schopen zahřát olej ve výměníku 2 na zvolených 350°C.

$$t_B = 350^\circ\text{C}$$

$$t_{B'} = 350^\circ\text{C}$$

Entalpie oleje je určena z tabulek [16]. Brána je nejbližší hodnota (pro 349°C).

$$i_B = 671 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_{B'} = 671 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Body C, C'

Tyto body označují výstupní potrubí z horkého zásobníku oleje, což znamená, že v obou bodech budou stejné parametry oleje. Bude zohledněna ztráta tepla do okolí, vyjádřená rozdílem teploty vstupujícího a vystupujícího horkého oleje ze zásobníku.

$$t_C = t_{C'} = t_B - \Delta t_{B,C} \quad (4-03)$$

$$\Delta t_{B,C} = 10^\circ\text{C} \text{ (zvoleno)}$$

$$t_C = 350 - 10$$

$$t_C = 340^\circ\text{C}$$

$$t_{C'} = 340^\circ\text{C}$$

Entalpie oleje je určena z tabulek [16]. Brána je nejbližší hodnota (pro 338°C).

$$i_C = 643,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_{C'} = 643,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Body D, D'

Body D a D' označují potrubí vystupující z ohřívacího výměníku 3 a 4. V těchto bodech je snaha dosáhnout co nejnižší teploty kvůli co nevyšší míře předání tepla z oleje do vzduchu. Limitem ve snižování teploty je však fakt, že vystupující chladný olej musí být teplejší než vzduch v bodě 7 vstupující do výměníku. Vzhledem k tomu, že vzduch vstupující do výměníku 3 vychází přímo z kaverny, lze jeho teplotu částečně zvolit a tudíž přizpůsobit volbě hodnot v bodech D a D'. Podobně jako tomu bylo u bodů A a A' volí se body D a D' se shodnými hodnotami. Rozdílné vstupní teploty vzduchu do výměníků 3 a 4 budou kompenzovány různými hmotnostními toky oleje ve výměnících 3 a 4.

$$t_D = 90^\circ\text{C}$$

$$t_{D'} = 90^\circ\text{C}$$

Entalpie oleje je určena z tabulek [16]. Brána je nejbližší hodnota (pro 93°C).

$$i_D = 133,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_{D'} = 133,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

4.2.3 Druhý stupeň kompresoru (K2) a kaverna, body 3, 4, 5, 6, 7

Druhý stupeň kompresoru stlačuje vzduch na hodnotu 8 MPa. Po stlačení a zahřátí vzduchu (bod 4) dochází ke druhému vychlazení vzduchu během celé komprese a předání tepla oleji ve výměníku 2. Za výměníkem 2 následuje chladič, který ochlazuje ještě stále dost teplý vzduch před vstupem do kaverny. Toto opatření bylo zavedeno z důvodu, aby nedocházelo k výraznému poklesu teploty vzduchu v kaverně a tím pádem poklesu tlaku, což by se projevilo nižší kapacitou kaverny. Teplo z chladiče je mařeno a v příkladu není nijak dále využíváno, proto chladič nebude dále nijak rozebírán.

Jelikož bude nutné odhadnout hmotnostní průtoky oleje ve výměníku 1 a 2 a následně optimalizovat tyto hodnoty tak, aby teplotní difference ve výměnících byly dostatečné a účinnost celého cyklu co nejvyšší, bude v první části výpočtu proveden hrubý odhad těchto hodnot a ve druhé části výpočtu jejich optimalizace.

$$p_2 = p_3 = 1,7 \text{ MPa}$$

$$p_4 = 8 \text{ MPa (dáno zadáním)}$$

$$p_4 = p_5 = p_6 = 8 \text{ MPa (tlaková ztráta v potrubí se neuvažuje)}$$

Bod 3 (odhad)

Tlak v bodě 3 je zvolen a je rovný tlaku v kaverně při plném naplnění. Teplota a entalpie v bodě 3 se spočítá ze zákona zachování energie, kdy rozdíl entalpií vzduchu na vstupu a výstupu z výměníku 1 musí být roven rozdílu entalpií oleje na vstupu a výstupu z výměníku 1.

$$M_{vz,2} \cdot i_2 - M_{vz,3} \cdot i_3 = \dot{m}_{olej,B} \cdot i_B - \dot{m}_{olej,A} \cdot i_A \quad (4-04)$$

$$M_{vz,2} = M_{vz,3} = 1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \text{ (jednotkový průtok vzduchu)}$$

$$\dot{m}_{olej,B} = \dot{m}_{olej,A}$$

$$i_3 = i_2 - \dot{m}_{olej,B} \cdot (i_B - i_A)$$

V tuto chvíli není známý hmotnostní průtok oleje výměníkem 1. Aby bylo možno spočítat hodnoty v dalších bodech, je nutno hmotnostní průtok oleje prvním výměníkem stanovit odhadem.

$$\dot{m}_{olej,B} = \dot{m}_{olej,A} = 0,5 \text{ kg}_{olej} \cdot \text{kg}_{vz} \text{ (zvoleno odhadem)}$$

$$i_3 = i_2 - \dot{m}_{olej,B} \cdot (i_B - i_A) = 377,22 - 0,5 \cdot (671 - 133,4)$$

$$i_3 = 108,42 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_3 = c_{p,vz} \cdot (T_3 - T_0) \rightarrow T_3 = \frac{i_3}{c_{p,vz}} + T_0 = \frac{108,42}{1,01} + 285,15 = 392,50 \text{ K}$$

$$t_3 = 119,35^\circ\text{C}$$

Bod 4 (odhad)

Hodnoty pro bod 4 se vypočítají ze vztahu pro adiabatický děj.

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} \rightarrow T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (4-05)$$

$$T_4 = 392,50 \cdot \left(\frac{8}{1,7}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 610,97 \text{ K}$$

$$t_4 = 337,82^\circ\text{C}$$

$$i_4 = c_{p,vz} \cdot (T_4 - T_0) = 1,01 \cdot (610,97 - 285,15) = 329,08 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Bod 5 (odhad)

Teplota a entalpie v bodě 5 se spočítá ze zákona zachování energie stejně jako v bodě 3, kdy rozdíl entalpií vzduchu na vstupu a výstupu z výměníku 2 musí být roven rozdílu entalpií oleje na vstupu a výstupu z výměníku 2.

$$M_{vz,4} \cdot i_4 - M_{vz,5} \cdot i_5 = \dot{m}_{olej,B'} \cdot i_{B'} - \dot{m}_{olej,A'} \cdot i_{A'} \quad (4-06)$$

$$M_{vz,4} = M_{vz,5} = 1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \text{ (jednotkový průtok vzduchu)}$$

$$\dot{m}_{olej,B'} = \dot{m}_{olej,A'}$$

$$i_5 = i_4 - \dot{m}_{olej,B'} \cdot (i_{B'} - i_{A'})$$

Stejně jako v bodě 3 ani v bodě 5 není znám hmotnostní průtok oleje výměníkem 2 a bude nutné provést odhad.

$$\dot{m}_{olej,B'} = \dot{m}_{olej,A'} = 0,5 \text{ kg}_{olej} \cdot \text{kg}_{vz} \text{ (zvoleno odhadem)}$$

$$i_5 = i_4 - \dot{m}_{olej,B'} \cdot (i_{B'} - i_{A'}) = 329,08 - 0,5 \cdot (671 - 133,4) \quad (4-07)$$

$$i_5 = 60,28 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_5 = c_{p,vz} \cdot (T_5 - T_0) \rightarrow T_5 = \frac{i_5}{c_{p,vz}} + T_0 = \frac{60,28}{1,01} + 285,15 = 344,83 \text{ K} \quad (4-08)$$

$$t_5 = 71,68^\circ\text{C}$$

Optimalizace hodnot v bodech 3, 4, 5

Jak je patrné z vypočítaných hodnot, vzniká ve výměníku 2 nelogická situace. Sice je dodržena rovnováha vstupních a výstupních energií, ale ohřívací médium (vzduch) je chladnější než ohřívání médium (olej). Aby byla zajištěna správná funkce výměníku, bude nutné, udržet dostatečný teplotní spád po celé jeho délce, kdy teplejší vzduch ohřívá chladnější olej. Aby toho bylo dosaženo, zvolí se nižší hmotnostní průtok výměníkem 1. To způsobí, že z výměníku 1 bude vycházet teplejší vzduch (bod 3) který po stlačení ve druhém kompresoru dosáhne vyšší teploty (bod 4) a tím pádem bude dosaženo vhodného teplotního spádu ve výměníku 2. Následně se ještě upraví hmotnostní průtok výměníkem 2, aby i ve výměníku 2 bylo po celé jeho délce dosaženo dostatečného teplotního spádu. Celý výpočet pro body 3, 4 a 5 se bude opakovat s tím rozdílem, že budou dosazeny pouze jiné hodnoty za hmotnostní průtoky oleje. Z důvodů přehlednosti budou uvedeny už jen finální optimalizované hodnoty.

Bod 3

$$\dot{m}_{olej,B} = \dot{m}_{olej,A} = 0,44 \text{ kg}_{olej} \cdot \text{kg}_{vz} \text{ (zvoleno optimalizací)}$$

$$i_3 = i_2 - \dot{m}_{olej,B} \cdot (i_B - i_A) = 377,22 - 0,44 \cdot (671 - 133,4) \quad (4-09)$$

$$i_3 = 140,68 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_3 = c_{p,vz} \cdot (T_3 - T_0) \rightarrow T_3 = \frac{i_3}{c_{p,vz}} + T_0 = \frac{140,68}{1,01} + 285,15 = 424,43 \text{ K} \quad (4-10)$$

$$t_3 = 151,28^\circ\text{C}$$

Bod 4

$$T_4 = 424,43 \cdot \left(\frac{8}{1,7}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 660,68 \text{ K}$$

$$t_4 = 387,53^\circ\text{C}$$

$$i_4 = c_{p,vz} \cdot (T_4 - T_0) = 1,01 \cdot (660,68 - 285,15)$$

$$i_4 = 379,29 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Bod 5

$$\dot{m}_{olej,B'} = \dot{m}_{olej,A'} = 0,49 \text{ kg}_{olej} \cdot \text{kg}_{vz} \text{ (zvoleno optimalizací)}$$

$$i_5 = i_4 - \dot{m}_{olej,B'} \cdot (i_{B'} - i_{A'}) = 379,29 - 0,49 \cdot (671 - 133,4) \quad (4-11)$$

$$i_5 = 115,87 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_5 = c_{p,vz} \cdot (T_5 - T_0) \rightarrow T_5 = \frac{i_5}{c_{p,vz}} + T_0 = \frac{115,87}{1,01} + 285,15 = 399,87 \text{ K} \quad (4-12)$$

$$t_5 = 126,72^\circ\text{C}$$

Bod 6

Mezi body 5 a 6 se nachází blíže nespecifikovaný chladič vzduch/voda, který má za úkol vychladit vzduch před vstupem do kaverny. Chladič není blíže specifikován, jelikož se neuvažuje využití tepla z něj a počítá se, že se bude jednat o jednoduché zařízení. Teplota vzduchu za chladičem je volena tak, aby odpovídala teplotě uvnitř kaverny. Např. teplota stěn kaveren CAES zařízení v Huntorf v Německu se pohybuje okolo 50°C [5].

$$t_6 = 50^\circ\text{C} \text{ (zvoleno na základě CAES Huntorf)}$$

$$i_6 = c_{p,vz} \cdot (T_6 - T_0) = 1,01 \cdot (323,15 - 285,15)$$

$$i_6 = 38,38 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Bod 7

U výstupu z kaverny se neuvažuje se ztrátou tlaku ani teploty v kaverně, jelikož vzduch je vychlazen ještě před vstupem do kaverny. Za těchto podmínek jsou hodnoty tlaku, teploty a entalpie vzduchu pro bod 7 shodné s bodem 6.

4.2.4 Expanzní část oběhu (VT, NT, výměníky 3 a 4), body 8, 9, 10, 11

Podobně jako u kompresorové části oběhu existuje i u expanzní části oběhu vztah mezi zvolenými hmotnostními průtoky oleje ve výměníku 3 a 4 a zvoleným poměrem tlaku mezi nízko a vysokotlakou částí oběhu. Na rozdíl však od výpočtu kompresorové části, v expanzní části oběhu je definován celkový hmotnostní průtok oleje oběma výměníky, ten musí být roven celkovému hmotnostnímu průtoku oleje oběma výměníky v kompresorové části oběhu.

Bod 8

Pro výpočet parametrů v bodě 8 je potřeba odhadnout hmotnostní průtok oleje body C' a D'. Po spočítání celé expanzní části oběhu se pak optimalizuje poměr hmotnostních průtoků výměníky 3 a 4 ve vztahu k volenému tlaku mezi VT a NT dílem. Jelikož postup optimalizování je identický s výpočtem kompresorové části, budou uvedeny jen výpočtové vztahy s dosazenými finálními hodnotami hmotnostních průtoků oleje a tlaku mezi VT a NT dílem, které byly získány optimalizováním.

$$p_8 = p_7 = 8 \text{ MPa}$$

Na základě znalosti vstupních veličin do výměníku 3 je možno vypočítat výstupní veličiny vzduchu z výměníku 3 pomocí zákona zachování energie.

$$M_{vz,8} \cdot i_8 - M_{vz,7} \cdot i_7 = \dot{m}_{olej,C'} \cdot i_{C'} - \dot{m}_{olej,D'} \cdot i_{D'} \quad (4-13)$$

$$M_{vz,8} = M_{vz,7} = 1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \text{ (jednotkový průtok vzduchu)}$$

$$\dot{m}_{olej,C'} = \dot{m}_{olej,D'}$$

$$i_8 = i_7 + \dot{m}_{olej,C'} \cdot (i_{C'} - i_{D'})$$

$$\dot{m}_{olej,C'} = \dot{m}_{olej,D'} = 0,46 \text{ kg}_{olej} \cdot \text{kg}_{vz} \text{ (zvoleno optimalizací)}$$

$$i_8 = i_7 - \dot{m}_{olej,C'} \cdot (i_{C'} - i_{D'}) = 38,38 + 0,46 \cdot (643,9 - 133,4) \quad (4-14)$$

$$i_8 = 273,21 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_8 = c_{p,vz} \cdot (T_8 - T_0) \rightarrow T_8 = \frac{i_8}{c_{p,vz}} + T_0 = \frac{273,21}{1,01} + 285,15 = 555,65 \text{ K} \quad (4-15)$$

$$t_8 = 282,50^\circ\text{C}$$

Bod 9

Bod 9 se nachází za VT dílem, ve kterém dochází k expanzi vzduchu. Expanze je uvažována bez sdílení tepla s okolím a vzduch je uvažován jako ideální plyn. Za těchto podmínek lze použít vztah pro adiabatický děj, ze kterého se spočítá teplota vzduchu v bodě 9.

$$p_9 = 1,3 \text{ MPa}$$

$$\frac{T_9}{T_8} = \left(\frac{p_9}{p_8}\right)^{\frac{k-1}{k}} \rightarrow T_9 = T_8 \cdot \left(\frac{p_9}{p_8}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (4-16)$$

$$k = 1,4 \text{ (zvoleno)}$$

$$T_9 = 555,65 \cdot \left(\frac{1,3}{8}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$T_9 = 330,62 \text{ K}$$

$$t_9 = 57,47^\circ\text{C}$$

$$i_9 = c_{p,vzd} \cdot (T_9 - T_0) = 1,01 \cdot (330,62 - 285,15) \quad (4-17)$$

$$i_9 = 45,92 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Bod 10

Parametry bodu 10 nacházejícího se za výměníkem 4 se budou počítat identicky jako za výměníkem 3. Jediný rozdíl je, že hmotnostní průtok oleje výměníkem 4 je jasně stanovený zákonem zachování hmoty, kdy celkový součet hmotnostních průtoků oleje ve výměnících 1 a 2 musí být roven celkovému součtu hmotnostních průtoků ve výměnících 3 a 4.

$$p_{10} = p_9 = 1,3 \text{ MPa (zvoleno optimalizací)}$$

$$\dot{m}_{olej,A'} + \dot{m}_{olej,A} = \dot{m}_{olej,C'} + \dot{m}_{olej,C} \quad (4-18)$$

$$\dot{m}_{olej,C} = \dot{m}_{olej,A'} + \dot{m}_{olej,A} - \dot{m}_{olej,C'} = 0,49 + 0,44 - 0,46$$

$$\dot{m}_{olej,C} = 0,47 \text{ kg}_{olej} \cdot \text{kg}_{vz}$$

$$M_{vz,10} \cdot i_{10} - M_{vz,9} \cdot i_9 = \dot{m}_{olej,C} \cdot i_C - \dot{m}_{olej,D} \cdot i_{D'} \quad (4-19)$$

$$M_{vz,10} = M_{vz,9} = 1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \text{ (jednotkový průtok vzduchu)}$$

$$\dot{m}_{olej,C} = \dot{m}_{olej,D}$$

$$i_{10} = i_9 + \dot{m}_{olej,C} \cdot (i_C - i_D)$$

$$i_{10} = 45,92 + 0,47 \cdot (643,9 - 133,4)$$

$$i_{10} = 285,86 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_{10} = c_{p,vz} \cdot (T_{10} - T_0) \rightarrow T_{10} = \frac{i_{10}}{c_{p,vz}} + T_0 = \frac{285,86}{1,01} + 285,15 = 568,18 \text{ K}$$

$$t_{10} = 295,03^\circ\text{C}$$

Bod 11

Pro výpočet hodnot v bodě 11 platí to stejné, jako pro výpočet hodnot v bodě 9.

$$p_{11} = 0,1 \text{ MPa (atmosféra)}$$

$$\frac{T_{11}}{T_{10}} = \left(\frac{p_{11}}{p_{10}}\right)^{\frac{k-1}{k}} \rightarrow T_{11} = T_{10} \cdot \left(\frac{p_{11}}{p_{10}}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (4-20)$$

$$k = 1,4 \text{ (zvoleno)}$$

$$T_{11} = 568,18 \cdot \left(\frac{0,1}{1,3}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$T_{11} = 273,03 \text{ K}$$

$$t_{11} = -0,12^\circ\text{C}$$

$$i_{11} = c_{p,vzd} \cdot (T_{11} - T_0) = 1,01 \cdot (273,03 - 285,15) \quad (4-21)$$

$$i_{11} = -12,24 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

4.3 Rozbor

Na základě vypočítaných hodnot ve všech bodech cyklu (tab. 9) budou stanoveny měrné práce kompresoru i turbíny a bude stanovena účinnost akumulace elektrické energie.

Tab. 9 Přehled vypočítaných hodnot v jednotlivých bodech oběhu

Označení bodu	Teplota [°C]	Tlak [MPa]	Entalpie [kJ·kg ⁻¹]
1	20	0,1	8,08
2	385,49	1,7	377,22
3	151,28	1,7	140,68
4	387,53	8	379,29
5	126,72	8	115,87
6	50	8	38,38
7	50	8	38,38
8	282,50	8	273,21
9	57,47	1,3	45,92
10	295,03	1,3	285,86
11	-0,12	0,1	-12,24
Označení bodu	Teplota [°C]	Hmotnostní průtok [kg _{olej} ·kg _{vz} ⁻¹]	Entalpie [kJ·kg ⁻¹]
A; A'	90	0,44; 0,49	133,4
B; B'	350	0,44; 0,49	671
C; C'	340	0,47; 0,46	643,9
D; D'	90	0,47; 0,46	133,4

Měrná práce prvního stupně kompresoru K1

Spočítá se jako rozdíl entalpií vzduchu na vstupu a výstupu z kompresoru. Ztráty kompresoru budou zohledněny. Vzhledem k tomu, že výsledný uvažovaný výkon zařízení je 10 MW, může se uvažovat vysoká účinnost kompresoru.

$$\eta_{K1} = 0,9 \text{ (zvoleno)}$$

$$a_{iz,K1} = i_2 - i_1 \quad (4-22)$$

$$a_{iz,K1} = 377,22 - 8,08 = 369,14 \text{ kW} \cdot \text{kg}_{vzd}^{-1}$$

$$a_{K1} = \frac{1}{\eta_{K1}} \cdot a_{iz,K1} \quad (4-23)$$

$$a_{K1} = \frac{1}{0,9} \cdot 369,14 = 410,16 \text{ kW} \cdot \text{kg}_{vzd}^{-1}$$

Měrná práce druhého stupně kompresoru K2

$$\eta_{K2} = 0,9 \text{ (zvoleno)}$$

$$a_{iz,K2} = i_4 - i_3 \quad (4-24)$$

$$a_{iz,K2} = 379,29 - 140,68 = 238,61 \text{ kW} \cdot \text{kg}_{vzd}^{-1}$$

$$a_{K2} = \frac{1}{\eta_{K2}} \cdot a_{iz,K2} \quad (4-25)$$

$$a_{K2} = \frac{1}{0,9} \cdot 238,61 = 265,12 \text{ kW} \cdot \text{kg}_{vzd}^{-1}$$

Měrná práce VT dílu

Počítá se jako rozdíl entalpií na vstupu a výstupu z turbíny. Ztráty byly zohledněny daleko větší než u kompresorové části oběhu a také větší než u běžné plynové turbíny, jelikož turbína v adiabatickém oběhu (bez redukčního ventilu za kavernou) nebude pracovat s médiem o konstantních parametrech.

$$\eta_{VT} = 0,8 \text{ (zvoleno)}$$

$$a_{iz,VT} = i_8 - i_9$$

$$a_{iz,VT} = 273,21 - 45,92 = 227,29 \text{ kW} \cdot \text{kg}_{vzd}^{-1} \quad (4-26)$$

$$a_{VT} = \eta_{VT} \cdot a_{iz,VT}$$

$$a_{VT} = 0,8 \cdot 227,29 = 181,76 \text{ kW} \cdot \text{kg}_{vzd}^{-1} \quad (4-27)$$

Měrná práce NT dílu

$$\eta_{NT} = 0,8 \text{ (zvoleno)}$$

$$a_{iz,NT} = i_{10} - i_{11}$$

$$a_{iz,NT} = 285,86 - (-12,24) = 298,10 \text{ kW} \cdot \text{kg}_{vzd}^{-1} \quad (4-28)$$

$$a_{NT} = \eta_{NT} \cdot a_{iz,NT}$$

$$a_{NT} = 0,8 \cdot 298,10 = 238,48 \text{ kW} \cdot \text{kg}_{vzd}^{-1} \quad (4-29)$$

Účinnost akumulace elektrické energie

Výpočet účinnosti akumulace elektrické energie bude spočítán jako podíl měrné práce vykonané kompresorem a měrné práce vykonané expanzní plynovou turbínou.

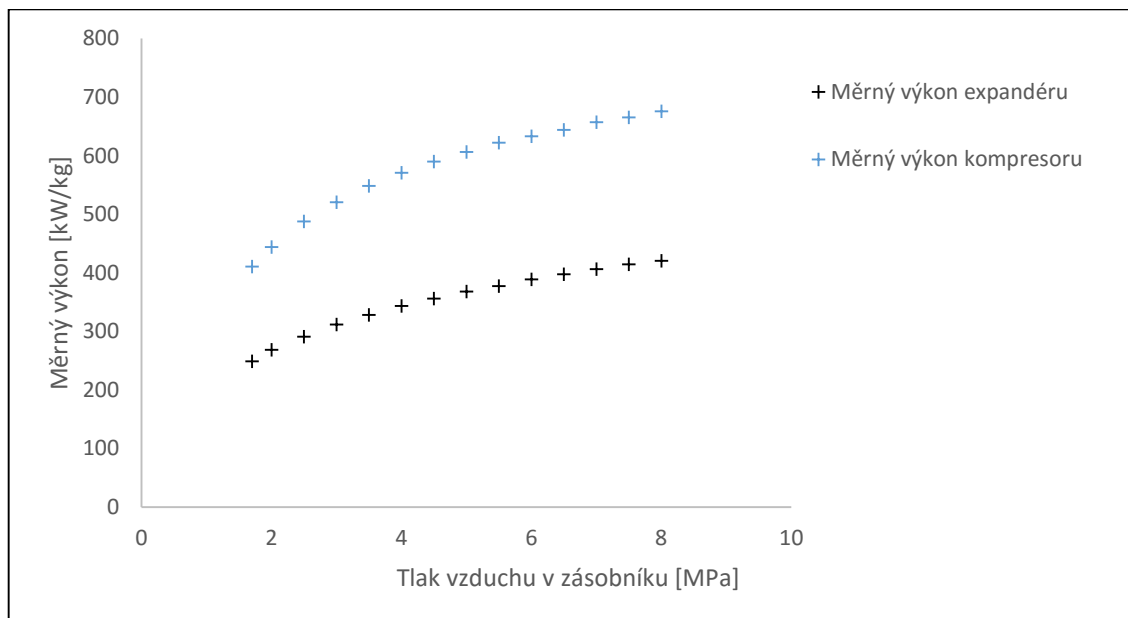
$$\eta_{aku} = \frac{\text{výkon}}{\text{příkon}} = \frac{a_{VT} + a_{NT}}{a_{K1} + a_{K2}} \quad (4-30)$$

$$\eta_{aku} = \frac{181,79 + 238,48}{410,16 + 265,12}$$

$$\eta_{aku} = 0,622 \rightarrow \eta_{aku} = 62,2\%$$

Měrný výkon kompresoru a expandéru v závislosti na tlaku v kaverně

Vzhledem k tomu, že ve výrobním režimu dochází k postupnému klesání tlaku v zásobníku stlačeného vzduchu, dochází i k poklesu měrného výkonu VT a NT dílu (obr. 26). Hodnoty v grafu byly získány pomocí stejného výpočtu jako v kapitole 4.2 s tím rozdílem, že se dosazovala jiná hodnota tlaku v kaverně a v závislosti na této změně se optimalizovaly hmotnostní průtoky oleje výměníky tak, aby bylo dosaženo co nejvyšší účinnosti, při zachování dostatečných teplotních spádů ve výměnících.



Obr. 26 Měrný výkon expandéru a kompresoru v závislosti na tlaku vzduchu v zásobníku

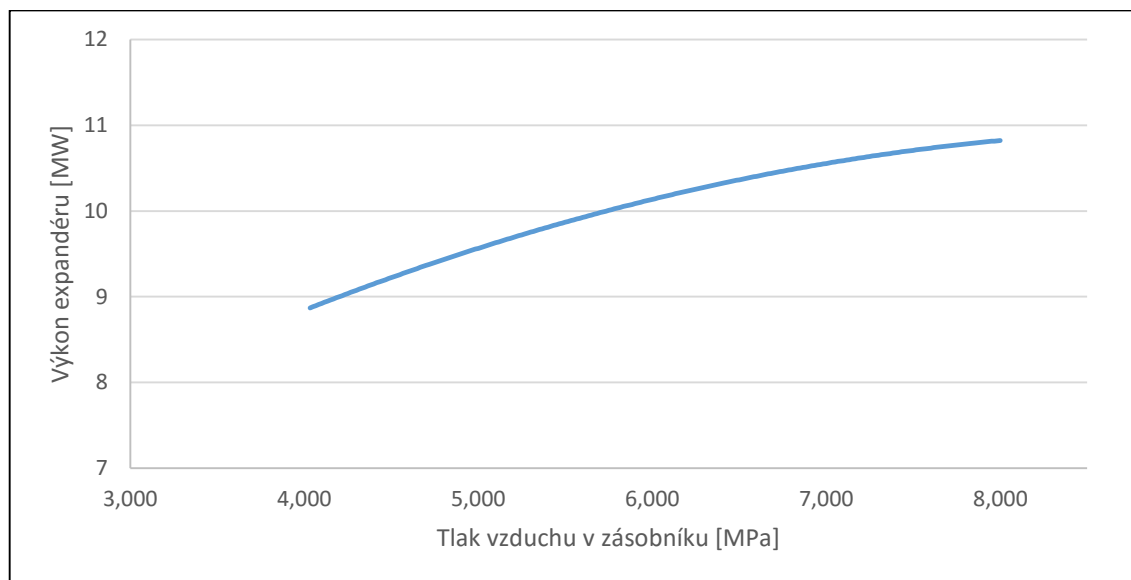
Z obr. 26 je jasné vidět, že pokud se zachová po celou dobu výroby elektřiny konstantní hmotnostní průtok vzduchu expandérem, tak výkon při plně natlakovaném zásobníku až do jeho vyprázdnění na hodnotu 1,7 MPa (tlak prvního stupně komprese) poklesne na přibližně poloviční hodnotu. Tento pokles výkonu má z plně natlakované kaverny přibližně lineární průběh až po hodnotu 4 MPa. Zajímavým zjištěním je, že účinnost oběhu víceméně neklesá s tlakem v zásobníku.

4.4 Objem kaverny

Jelikož jeden z nejvíce limitujících faktorů z hlediska realizace elektráren CAES je zásobník vzduchu, který je zpravidla vázán ke konkrétním geologickým podmínkám, bude spočítán objem zásobníku pro výše navržený cyklus, čili pro elektrárnu CAES schopnou vyrábět elektřinu po dobu 4 hodin a při výkonu generátoru 10 MW.

4.4.1 Konstantní hmotnostní tok vzduchu expandérem

Pokud se zvolí varianta, kdy bude hmotnostní tok vzduchu procházejícího expandérem konstantní, bude docházet k poklesu měrné práce expandéru. Jak je vidět v obr. 26, tento pokles bude do hodnoty 4 MPa přibližně lineární. Aby nedocházelo během výroby elektrické energie k příliš vysokému poklesu generovaného výkonu, bude zvoleno, že elektrárna bude vyrábět elektřinu v rozmezí tlaků 8 až 4 MPa (obr. 27).



Obr. 27 Výkon expandéru při konstantním hmotnostním průtoku vzduchu v závislosti na tlaku vzduchu v kaverně

Volba měrné práce expandéru

Pokud je definován celkový výkon zařízení, tak od velikosti měrné práce expandéru se přímo odvíjí hmotnostní tok vzduchu. Jelikož hmotnostní tok vzduchu bude konstantní a tím pádem bude docházet k poklesu měrné práce expandéru během výroby, bude zvolena střední hodnota měrné práce ve zvoleném rozmezí tlaků 8 až 4 MPa. Toto bude mít za následek, že z počátku bude výkon větší než 10 MW a postupně jak bude klesat tlak v kaverně, bude klesat i celkový výkon a to až pod hodnotu 10 MW.

$$a_{ex,st} = 385,5 \text{ kW} \cdot \text{kg}^{-1} \text{ (střední hodnota v rozmezí tlaků 4 až 8 MPa)}$$

Výpočet hmotnostního průtoku vzduchu expandérem

$$P_{ex} = 10000 \text{ kW}$$

$$P_{ex} = a_{ex,st} \cdot M_{vz} \rightarrow M_{vz} = \frac{P_{ex}}{a_{ex,st}} \quad (4-31)$$

$$M_{vz} = \frac{10000}{385,5} = 25,94 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výpočet objemu kaverny

Podmínky na začátku děje při plně natlakované kaverně:

$$T_0 = T_{kav} = 323,15 \text{ K } (50^\circ\text{C})$$

$$p_0 = 8 \text{ MPa}$$

Podmínky na konci děje při vyprázdnění kaverny na definovaný tlak:

$$T_1 = T_0 = T_{kav} = 323,15 \text{ K } (50^\circ\text{C})$$

$$p_1 = 4 \text{ MPa (zvoleno)}$$

Hmotnost vzduchu, který opustí kavernu během expanze je roven součinu hmt. Průtoku vzduchu expandérem a času expanze:

$$m_{ex} = M_{ex} \cdot \tau_{celk} \quad (4-32)$$

Platí, že hmotnost vzduchu v kaverně na začátku děje m_0 se musí rovnat hmotnosti vzduchu v kaverně na konci děje m_1 plus hmotnost vzduchu, který expandoval.

$$m_0 = m_1 + m_{ex} = m_1 + M_{ex} \cdot \tau_{celk} \quad (4-33)$$

Ze stavové rovnice ideálního plynu lze napsat:

$$p_0 \cdot V_{kav} = m_0 \cdot r \cdot T_{kav} \rightarrow m_0 = \frac{p_0 \cdot V_{kav}}{r \cdot T} \quad (4-34)$$

$$p_1 \cdot V_{kav} = m_1 \cdot r \cdot T_{kav} \rightarrow m_1 = \frac{p_1 \cdot V_{kav}}{r \cdot T} \quad (4-35)$$

Spojením rovnic vzniká tvar:

$$\frac{p_0 \cdot V_{kav}}{r \cdot T_{kav}} = \frac{p_1 \cdot V_{kav}}{r \cdot T_{kav}} + M_{ex} \cdot \tau_{celk} \rightarrow V_{kav} = \frac{M_{ex} \cdot \tau_{celk} \cdot r \cdot T_{kav}}{p_0 - p_1} \quad (4-36)$$

$$\tau_{celk} = 4 \text{ h} = 14400 \text{ s (zvolený čas chodu expandéru)}$$

$$r = 287,06 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$V_{kav} = \frac{25,94 \cdot 14400 \cdot 287,06 \cdot 323,15}{(8-4) \cdot 1000000}$$

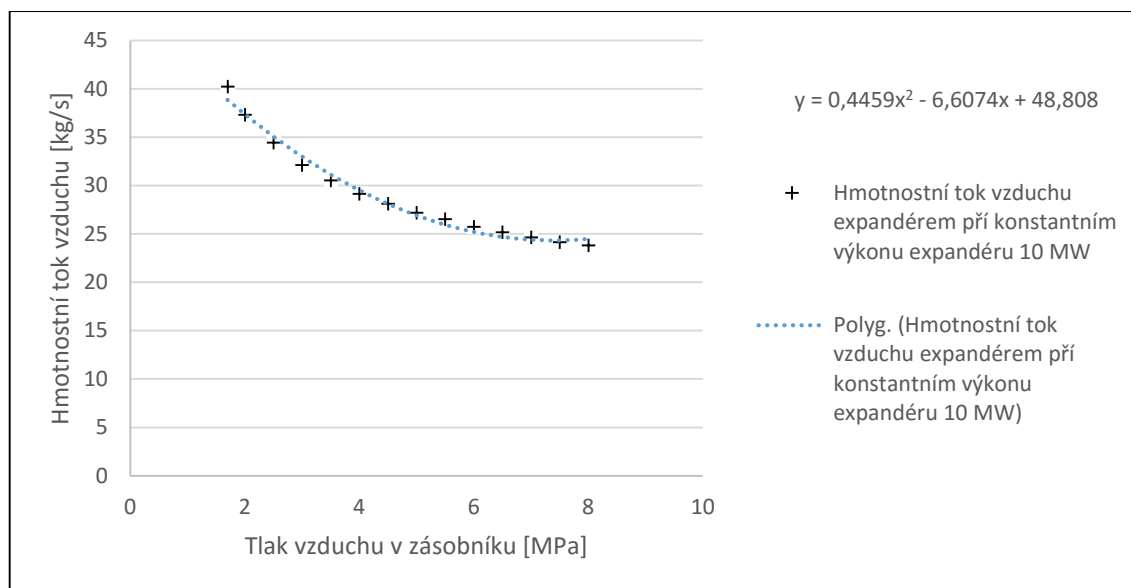
$$V_{kav} = 8663 \text{ m}^3$$

4.4.2 Konstantní výkon expandéru 10 MW

Při výpočtu objemu kaverny u konstantního výkonu expandéru nastává komplikace. Hmotnostní průtok vzduchu expandérem už není konstantní, jako tomu bylo v předešlém případě, ale mění se postupně se změnou tlaku v kaverně. Jak klesá tlak v kaverně, klesá měrná práce expandéru a tento pokles je nutno kompenzovat zvýšením hmotnostního průtoku expandérem.

Definování změny hmotnostního průtoku v závislosti na tlaku

Změna hmotnostního průtoku se definovala tak, že vypočítány hodnoty hmotnostního průtoku v závislosti na tlaku v kaverně při konstantním výkonu expandéru 10 MW (obr. 28). Tyto hodnoty byly spočítány analogicky, jako je tomu v kapitole 4.2 s tím rozdílem, že se krokově dosazoval nižší tlak v kaverně a tím se měnil hmotnostní průtok vzduchu expandérem.



Obr. 28 Hmotnostní tok vzduchu expandérem při konstantním výkonu expandéru 10 MW

Vypočítané hodnoty hmotnostního průtoku vzduchu v jednotlivých bodech byly v programu MS Excel vyneseny do grafu. V tomto grafu byly body proloženy polynomem druhého řádu a byla vygenerována rovnice tohoto polynomu (obr. 28).

Výpočet objemu kaverny

Ze stavové rovnice ideálního plynu lze napsat:

$$p_{kav} \cdot V_{kav} = m_{kav} \cdot r \cdot T_{kav} \rightarrow p_{kav} = \frac{m_{kav} \cdot r \cdot T_{kav}}{V_{kav}} \quad (4-37)$$

Teplota a objem jsou konstantní. Dochází ke změně tlaku a hmotnostního průtoku vzduchu expandérem v závislosti na čase. Kvůli zjednodušení byl zvolen numerický postup výpočtu pomocí programu MS Excel.

Z rovnice polynomu (obr. 28) lze definovat hmotnostní průtok vzduchu expandérem v závislosti na tlaku:

$$M_{ex} = 0,4459 \cdot p^2 - 6,6074 \cdot p + 48,808 \quad (4-38)$$

Na počátku děje, kdy je kaverna plně natlakovaná je nutné definovat počáteční podmínky včetně samotného objemu kaverny, který bude později opakovaným výpočtem upřesněn na požadovanou hodnotu:

$$V_{kav} = 5000 \text{ m}^3 \text{ (počáteční odhad)}$$

$$T_{kav} = 323,15 \text{ K (50}^\circ\text{C)}$$

$$p_0 = 8 \text{ MPa (plně natlakovaná kaverna)}$$

$$M_{ex,0} = 0,4459 \cdot p_0^2 - 6,6074 \cdot p_0 + 48,808 \quad (4-39)$$

$$M_{ex,0} = 0,4459 \cdot 8^2 - 6,6074 \cdot 8 + 48,808 = 24,49 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$m_{kav,0} = \frac{p_0 \cdot V_{kav}}{r \cdot T_{kav}} \text{ (vyjádřeno ze stavové rovnice ideálního plynu)} \quad (4-40)$$

$$m_{kav,0} = \frac{8 \cdot 1000000 \cdot 5000}{287,06 \cdot 323,15} = 431204 \text{ kg}$$

Samotný výpočet bude probíhat tak, že se definuje časový úsek ($\Delta\tau$), ze kterého se vypočítá hmotnostní úbytek vzduchu z kaverny. Následně se vypočítá nová hodnota tlaku v kaverně a na základě nově vypočítaného tlaku se upraví hmotnostní průtok vzduchu do expandéru dle vztahu 4-38. Takto se bude výpočet opakovat do doby, než bude dosaženo celkového času děje 4 h.

Celý vztah pro výpočet o tlaku v jednotlivých bodech výpočtu se dá odvodit od vztahu 4-37 následovně:

$$p_{kav_x} = \frac{m_{kav_x} \cdot r \cdot T_{kav}}{V_{kav}} \quad (4-41)$$

$$m_{kav_x} = m_{kav_{x-1}} - \Delta\tau \cdot M_{ex_{x-1}} \quad (4-42)$$

$$M_{ex_x} = 0,4459 \cdot p_x^2 - 6,6074 \cdot p_x + 48,808$$

$$p_{kav_x} = \frac{(m_{kav_{x-1}} - \Delta\tau \cdot M_{ex_{x-1}}) \cdot r \cdot T_{kav}}{V_{kav}}$$

Počet kroků je rovný podílu celkové doby chodu a počítaného časového úseku:

$$x_{celk} = \frac{\tau_{celk}}{\Delta\tau} \quad (4-43)$$

$$\tau_{celk} = 4 \text{ h} = 14400 \text{ s (ze zadání)}$$

$$\Delta\tau = 60 \text{ s (zvoleno)}$$

$$x_{celk} = \frac{14400}{60} = 240 \text{ kroků výpočtu}$$

Pomocí krokování se postupně vypočítal finální tlak v kaverně o odhadnutém objemu 5000 m³ po čtyřhodinovém provozu expandéru při výkonu 10 MW.

$$p_{x_{celk}} = -0,18 \text{ MPa}$$

Z výsledku vyplývá, že zvolený objem kaverny byl příliš malý. Dosazením nového odhadu objemu kaverny a opakováním výpočtu se dosáhne zpřesnění. V našem případě se hledá objem kaverny takový, aby po 4 hodinové expanzi zůstal tlak v kaverně 4 MPa.

Finální objem kaverny pro čtyřhodinový provoz expandéru o výkonu 10 MW a konečný tlak v kaverně 4 MPa:

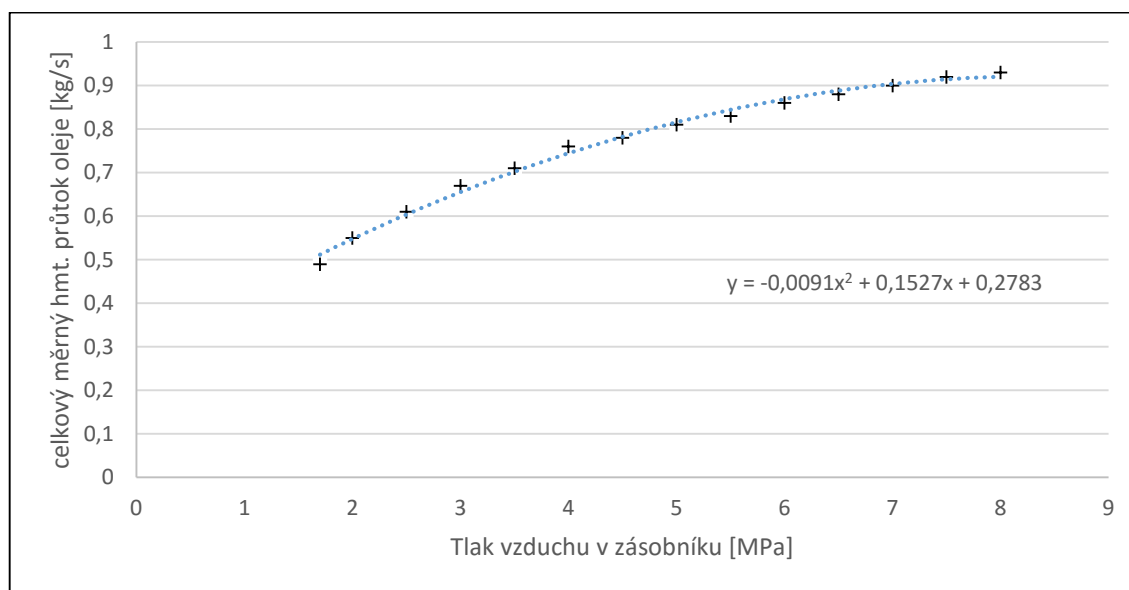
$$V_{kav_{final}} = 8590 \text{ m}^3$$

4.5 Objem oleje v okruhu

Po určení objemu kaverny je druhou velmi důležitou veličinou objem oleje v okruhu. Ten totiž bude definovat velikost akumulčních nádrží pro olej, což by v praxi byla význačná investiční položka celého projektu. Stejně jako v případě kaverny bude spočítán objem oleje pro konstantní hmotnostní průtok vzduchu expandérem a následně bude vypočítán objem oleje v okruhu pro konstantní výkon expandéru 10 MW. Tlak plné kaverny bude uvažován 8 MPa a mezní spodní tlak v kaverně bude zvolen 4 MPa stejně jako u výpočtu objemu kaverny

4.5.1 Konstantní hmotnostní tok vzduchu expandérem

Pomocí opakování výpočtu z kapitoly 4.2, kdy se do výpočtu dosazovaly nižší hodnoty tlaku, byly definovány hodnoty měrného hmotnostního průtoku oleje výměníky, pro dosažení co nejvyšší účinnosti při nižších tlacích vzduchu v kaverně (obr. 29).



Obr. 29 Celkový měrný hmotnostní průtok oleje výměníky při různém tlaku vzduchu v kaverně a zachování účinnosti cyklu

Jelikož dochází ke změně měrného hmotnostního průtoku oleje v závislosti na tlaku vzduchu v kaverně, bylo nutné body v grafu (obr. 29) proložit polynomem druhého řádu a vygenerovat rovnici tohoto polynomu (obr. 29). Jako nástroj byl použit program MS Excel.

$$\dot{m}_{olej} = -0,0091 \cdot p_{kav}^2 + 0,1527 \cdot p_{kav} + 0,2783 \quad (4-44)$$

Hmotnostní průtok oleje je uveden v měrných jednotkách, takže je nutné určit množství vzduchu, které prochází expandérem. V tomto případě je množství vzduchu procházejícího expandérem konstantní. Pro velikost hmotnostního průtoku vzduchu expandérem bude zvolena hodnota definovaná v kapitole 4.4.1.

$$M_{vz} = 25,94 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výpočet bude proveden numericky podobně jako v kapitole 4.4.2. V první fázi výpočtu je nutné definovat počáteční podmínky při plně natlakované kaverně:

$$V_{kav} = 8663 \text{ m}^3 \text{ (vypočítáno v kapitole 4.4.1)}$$

$$T_{kav} = 323,15 \text{ K (50}^\circ\text{C)}$$

$$p_0 = 8 \text{ MPa (plně natlakovaná kaverna)}$$

$$M_{ex} = 25,94 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \text{ (určeno v kapitole 4.4.1)}$$

$$m_{kav_0} = \frac{p_0 \cdot V_{kav}}{r \cdot T_{kav}} \text{ (vyjádřeno ze stavové rovnice ideálního plynu)} \quad (4-45)$$

$$m_{kav_0} = \frac{8 \cdot 1000000 \cdot 8663}{287,06 \cdot 323,15} = 747105 \text{ kg}$$

Výpočet objemu oleje v okruhu

Výpočet bude probíhat podobně jako v kapitole 4.4.2. Definuje se časový úsek ($\Delta\tau$), ze kterého se vypočítá hmotnostní úbytek vzduchu z kaverny. Následně se vypočítá nová hodnota tlaku v kaverně a na základě nově vypočítaného tlaku se upraví měrný hmotnostní průtok oleje dle vztahu 4-xx. Z měrného hmotnostního průtoku oleje se pak spočítá množství oleje, které se spotřebovalo za časový úsek $\Delta\tau$. Takto se bude výpočet opakovat do doby, než bude dosaženo celkového času děje 4 h. Na konci se sečtou dílčí spotřeby oleje a vyjde celková spotřeba oleje za celý děj.

$$p_{kav_x} = \frac{m_{kav_x} \cdot r \cdot T_{kav}}{V_{kav}} \quad (4-46)$$

$$m_{kav_x} = m_{kav_{x-1}} - \Delta\tau \cdot M_{ex} \quad (4-47)$$

$$M_{ex} = 25,94 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$p_{kav_x} = \frac{(m_{kav_{x-1}} - \Delta\tau \cdot M_{ex}) \cdot r \cdot T_{kav}}{V_{kav}} \quad (4-48)$$

$$\dot{m}_{olej_x} = -0,0091 \cdot p_{kav_x}^2 + 0,1527 \cdot p_{kav_x} + 0,2783 \quad (4-49)$$

Počet kroků:

$$x_{celk} = \frac{\tau_{celk}}{\Delta\tau} \quad (4-50)$$

$$\tau_{celk} = 4 \text{ h} = 14400 \text{ s (ze zadání)}$$

$$\Delta\tau = 60 \text{ s (zvoleno)}$$

$$x_{celk} = \frac{14400}{60} = 240 \text{ kroků výpočtu}$$

Celkové množství oleje:

$$\sum_{x=0}^{x_{celk}} (\dot{m}_{olej_x} \cdot M_{ex} \cdot \Delta\tau)$$

$$\sum_{x=0}^{x_{celk}} (\dot{m}_{olej_x} \cdot 25,94 \cdot 60) = 318260 \text{ kg} = 318,26 \text{ t}$$

Celkový objem oleje bude počítán pro horký zásobník, jelikož horký olej má menší hustotu a tím pádem zabírá větší objem. Parametry oleje pro danou teplotu byly převzaty z tabulek [16].

$$t_{olej} = 350^{\circ}\text{C}$$

$$\rho_{olej} = 762 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$m_{olej} = 318260 \text{ kg}$$

$$V_{olej} = \frac{m_{olej}}{\rho_{olej}} = \frac{318260}{762}$$

$$V_{olej} = 417,7 \text{ m}^3$$

4.5.2 Konstantní výkon expandéru 10 MW

Výpočet probíhá zcela stejně, jako tomu bylo při výpočtu objemu oleje pro konstantní hmotnostní tok vzduchu (kapitola 4.5.1). Jediný rozdíl je, že celkový hmotnostní průtok vzduchu se bude s klesající tlakem měnit (obr. 28).

Počáteční podmínky při plně natlakované kaverně:

$$V_{kav} = 8590 \text{ m}^3 \text{ (vypočítáno v kapitole 4.4.2)}$$

$$T_{kav} = 323,15 \text{ K (50}^{\circ}\text{C)}$$

$$p_0 = 8 \text{ MPa (plně natlakovaná kaverna)}$$

$$M_{ex,0} = 0,4459 \cdot p_0^2 - 6,6074 \cdot p_0 + 48,808 \quad (4-51)$$

$$M_{ex,0} = 0,4459 \cdot 8^2 - 6,6074 \cdot 8 + 48,808 = 24,49 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$m_{kav,0} = \frac{p_0 \cdot V_{kav}}{r \cdot T_{kav}} \text{ (vyjádřeno ze stavové rovnice ideálního plynu)} \quad (4-52)$$

$$m_{kav,0} = \frac{8 \cdot 1000000 \cdot 8590}{287,06 \cdot 323,15} = 740809 \text{ kg}$$

Obecné vyjádření jednotlivých kroků výpočtu:

$$p_{kav_x} = \frac{m_{kav_x} \cdot r \cdot T_{kav}}{V_{kav}} \quad (4-53)$$

$$m_{kav_x} = m_{kav_{x-1}} - \Delta\tau \cdot M_{ex_{x-1}} \quad (4-54)$$

$$M_{ex_x} = 0,4459 \cdot p_x^2 - 6,6074 \cdot p_x + 48,808$$

$$p_{kav_x} = \frac{(m_{kav_{x-1}} - \Delta\tau \cdot M_{ex_{x-1}}) \cdot r \cdot T_{kav}}{V_{kav}}$$

$$\dot{m}_{olej_x} = -0,0091 \cdot p_{kav_x}^2 + 0,1527 \cdot p_{kav_x} + 0,2783 \quad (4-55)$$

Počet kroků:

$$x_{celk} = \frac{\tau_{celk}}{\Delta\tau} \quad (4-56)$$

$$\tau_{celk} = 4 \text{ h} = 14400 \text{ s (ze zadání)}$$

$$\Delta\tau = 60 \text{ s (zvoleno)}$$

$$x_{celk} = \frac{14400}{60} = 240 \text{ kroků výpočtu}$$

Celkové množství oleje:

$$\sum_{x=0}^{x_{celk}} (\dot{m}_{olej_x} \cdot M_{ex_x} \cdot \Delta\tau) \quad (4-57)$$

$$\sum_{x=0}^{x_{celk}} (\dot{m}_{olej_x} \cdot M_{ex_x} \cdot 60) = 318260 \text{ kg} = 317,94 \text{ t}$$

Celkový objem oleje bude počítán pro horký zásobník, jelikož horký olej má menší hustotu a tím pádem zabírá větší objem. Parametry oleje pro danou teplotu byly převzaty z tabulek [16].

$$t_{olej} = 350^\circ\text{C}$$

$$\rho_{olej} = 762 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$m_{olej} = 318260 \text{ kg}$$

$$V_{olej} = \frac{m_{olej}}{\rho_{olej}} = \frac{317940}{762}$$

$$V_{olej} = 417,2 \text{ m}^3$$

ZÁVĚR

První zařízení pro akumulaci elektrické energie nazývané zkratkou CAES (Compressed Air Energy Storage) bylo v komerční praxi realizováno v průběhu 80. let 20. století v Huntorfu. Od té doby se však realizovalo jen jedno další zařízení toho druhu a to v USA. Obě tato zařízení pracují dodnes a nacházejí se v komerční sféře. V současné době existuje několik projektů zabývajících se výstavbou nových zařízení CAES. Zařízení CAES lze dělit podle zvoleného pracovního cyklu na konvenční, pokročilá a adiabatická. Konvenční cykly využívají spalovací turbínu, která si plně odebírá stlačený naakumulovaný vzduch ze zásobníku (kaverny) na místo toho, aby používala kompresor. U konvenčních zařízení je velmi výhodné používat regeneraci tepla ze spalin, která výrazně zvýší účinnost akumulace el. energie. Pokročilá zařízení CAES staví na konvenčním konceptu spalovací turbíny a je zde snaha účinnost cyklu maximalizovat. Dosahuje se tak kombinací spalovací turbíny v kombinaci s expanzními plynovými turbínami a regenerací tepla. Poslední a zároveň nejpokrokovější systém akumulace, nazývaný adiabatický, využívá čistě tlakové energie vzduchu bez použití spalování paliva. Tento systém by měl zároveň dosahovat nejvyšší účinnosti akumulace ze všech zmiňovaných řešení a to až 70 %. Dosahováno je toho akumulací jak tlakové, tak i tepelné energie uvolňované během stlačování vzduchu. Velkou slabinou adiabatického oběhu je, že bude potřeba vyvinout a v praxi odzkoušet nové technologie, které tento cyklus vyžaduje. Je důležité říci, že jediná dvě zařízení, která byla kdy v komerční praxi realizována a jsou provozována, jsou konvenčního typu.

V práci byly porovnávány čtyři cykly. Dva konvenční jeden pokročilý a jeden adiabatický. Bylo více méně potvrzeno to, co avizují výrobci. Nejlépe dopadl adiabatický cyklus s účinností o více jak 10% vyšší než druhý umístěný systém. Pokročilý cyklus a konvenční s regenerací tepla byly víceméně vyrovnané a konvenční cyklus bez regenerace dopadl nejhůře. Dá se očekávat, že pokročilý a adiabatický cyklus mají v daném výpočtu rezervy a v praxi by se daly optimalizovat na vyšší účinnost akumulace el. energie.

V poslední části práce byl navržen a rozebrán adiabatický cyklus. Návrh byl vytvořen s ohledem na to, aby byl navrhovaný cyklus v praxi pokud možno co nejsnáze realizovatelný dostupnými současnými znalostmi a technologiemi. Byl zadán výrobní elektrický výkon 10 MW a doba chodu zařízení v generátorovém módu 4 h. Navrhnuté schéma využívá pro akumulaci tepla syntetický olej, určený pro podobné aplikace. Díky tomuto řešení odpadá nutnost vyvíjet nové technologie pro akumulaci tepla. Byly spočítány důležité parametry ve všech bodech cyklu a z vypočítaných hodnot se určila účinnost akumulace, která činí 62,2 %. Vzhledem k tomu, že účinnost expanzní plynové turbíny byla volena konzervativně s hodnotou 0,8, jedná se o dobrý výsledek. S vyšší účinností expanzní turbíny by se dalo dosáhnout účinnosti téměř 70%. Dále byl pro požadované parametry vypočítán objem zásobníku/kaverny pro stlačený vzduch. Objem kaverny se při daných parametrech pohybuje okolo 8500 m³. V závěru výpočtu byl spočítán důležitý údaj a to je množství oleje potřebného pro akumulaci tepelné energie. Toto množství pro stanovené parametry odpovídá hodnotě cca 320 t oleje pro 4 hodiny chodu při výkonu expanzní turbíny 10 MW, což činí přibližně 420 m³ oleje. Pro představu o velikosti zásobníku na takové množství oleje, jedná se o válcovou nádobu např. o rozměrech 6 m v průměru a 15 m na výšku, což je výrazně menší velikost, než například u plánovaných tepelných zásobníků pro CAES projekt ADELE (v současnosti probíhá realizace tohoto projektu), kde výška tepelných zásobníků akumulujících teplo do kamene či keramiky má činit cca 40 m. S přehledového výpočtu vyplývá, že by mohlo být možné realizovat adiabatický cyklus zařízení CAES s dostupnými technologiemi bez nutnosti dalšího komplikovaného vyvíjení nových technologií.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] GARRISON, Jared. Wind Power & Energy Storage in the ERCOT Electricity Market. In: *International Energy Agency* [online]. 2013 [cit. 2016-01-19]. Dostupné z: http://www.iea.org/media/freepublications/technologyroadmaps/102013212_jgarrison_iea.pdf
- [2] SUCCAR, Samir a Robert WILLIAMS. *Compressed Air Energy Storage: Theory, Resources, And Applications For Wind Power* [online]. 2008 [cit. 2016-01-19]. Dostupné z: http://www.princeton.edu/pei/energy/publications/texts/SuccarWilliams_PEI_CAES_2008April8.pdf
- [3] *Energy Storage and Power Corporation: Air Injection Technology CAES* [online]. 2010 [cit. 2016-02-03]. Dostupné z: <http://www.espcinc.com/>
- [4] NAKHAMKIN, Michael, Madhukar CHIRUVOLU a Chan DANIEL. *Available Compressed Air Energy Storage (CAES) Plant Concepts* [online]. In: . 2007 [cit. 2016-04-02]. Dostupné z: http://espcinc.com/mobile/library/PowerGen_2007_paper.pdf
- [5] BROWN, BOVERI AND CIE. *Hunfort air storage gas turbine power plant* [online]. 1979 [cit. 2016-03-02]. Dostupné z: https://www.eon.com/content/dam/eon-content-pool/eon/company-asset-finder/asset-profiles/shared-ekk/BBC_Huntorf_engl.pdf
- [6] ROBB, Drew. Could CAES Answer Wind Reliability Concerns?. In: *POWER Magazine :: Power generation news and jobs in coal, gas, nuclear, renewables* [online]. 2010 [cit. 2016-03-15].
- [7] The first CAES merchant - Modern Power Systems. *Modern Power Systems* [online]. 2016 [cit. 2016-04-18]. Dostupné z: <http://www.modernpowersystems.com/features/featurethe-first-caes-merchant/>
- [8] *Compressed-Air Energy Storage Solutions | The Hydrodynamics Group, LLC* [online]. 2016 [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: <http://www.hydrodynamics-group.com>
- [9] C.A.E.S. Technology/Hydrodynamics Group, LLC. *Compressed-Air Energy Storage Solutions | The Hydrodynamics Group, LLC* [online]. 2000 [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: <http://www.hydrodynamics-group.net/norton.html>
- [10] DOE Global Energy Storage Database. *DOE Global Energy Storage Database* [online]. 2016 [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: <http://www.energystorageexchange.org/projects/752>
- [11] RWE. *ADELE – ADIABATIC COMPRESSED-AIR ENERGY STORAGE FOR ELECTRICITY SUPPLY* [online]. 2010 [cit. 2016-03-03]. Dostupné z: <https://www.rwe.com/web/cms/mediablob/en/391748/data/364260/1/rwe-power-ag/innovations/Brochure-ADELE.pdf>

- [12] SGT-750 industrial gas turbine in the power output range from 35 to 40 MW - Siemen. *Home - English - Siemens Global Website* [online]. 2016 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.energy.siemens.com/hq/en/fossil-power-generation/gas-turbines/sgt-750.htm#content=Technical%20data>
- [13] LI, Chao-Jen, Peiwen LI a Edgar MOLINA. Survey of Properties of Key Single and Mixture Halide Salts for Potential Application as High Temperature Heat Transfer Fluids for Concentrated Solar Thermal Power Systems. In: *Survey of Properties of Key Single and Mixture Halide Salts for Potential Application as High Temperature Heat Transfer Fluids for Concentrated Solar Thermal Power Systems* [online]. 2014 [cit. 2016-05-18].
- [14] SOHAL, , EBNER, SABHARWALL a SHARPE. *Engineering Database of Liquid Salt Thermophysical and Thermochemical Properties* [online]. In: . 2010 [cit. 2016-05-18].
- [15] Molten Salt Energy Storage — SolarReserve. *Home — SolarReserve* [online]. 2016 [cit. 2016-05-23]. Dostupné z: <http://www.solarreserve.com/en/technology/molten-salt-energy-storage>
- [16] . In: *Therminol VP-1* [online]. Litho in USA: Solutia, 1999 [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: http://www.sintelub.com/files/therminol_vp1.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Symbol	Základní jednotka	Význam
Δt	[°C]	Teplotní diference
$\Delta \tau$	[s]	Časový úsek děje
a	[J·kg ⁻¹]	Měrná práce
A	[J]	Práce
c	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita
c_p	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku
i	[J·kg ⁻¹]	Měrná entalpie
k	[-]	Poissonova konstanta
M	[kg·s ⁻¹]	Hmotnostní tok
\dot{m}	[kg·kg _{vz} ⁻¹]	Měrný hmotnostní tok
m	[kg]	Hmotnost
p	[Pa]	Tlak
P	[W]	Výkon, příkon
Q	[J]	Teplo
Q_i^r	[J·kg _{pal} ⁻¹]	Výhřevnost paliva
r	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	Měrná plynová konstanta
t	[°C]	Teplota
T	[K]	Teplota
V	[m ³]	Objem
x	[-]	Počet opakování výpočtu
η	[-]	Účinnost
ρ	[kg·m ³]	Hustota
τ	[s]	Čas

Zkratka	Význam
AI	Air Injection
CAES	Compressed Air Energy Storage
E	Expanzní plynová turbína
K	Kompresor

Zkratka	Význam
NT	Nízkotlaký díl turbíny
pal	Přívod paliva do spalovací komory
T	Turbína
VT	Vysokotlaký díl turbíny
Z	Zásobník stlačeného vzduchu (kaverna)

Index	Význam
aku	Akumulace el. energie
celk	Celkový
E	Expanzní plynová turbína
ex	Expandér
CH ₄	Metan (palivo)
iz	Izoentropický průběh děje
K	Kompresor
kav	Kaverna
max	Maximální hodota
min	minimální hodnota
NT	Nízkotlaký díl turbíny
olej	Olej pro akumulaci tepla
pal	Palivo
reg	Regenerační výměník
sl	Směs roztavených solí
T	Turbína
VT	Vysokotlaký díl turbíny
vz	Vzduch
Z	Zásobník stlačeného vzduchu